

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許出願公告番号

特公平8-5294

(24) (44) 公告日 平成 8 年(1996) 1 月24日

(51) Int.Cl.⁶

B 6 0 G 17/015

識別記号

庁内整理番号

B 9143-3D

F I

技術表示箇所

発明の数 1 (全 31 頁)

(21) 出願番号 特願昭61-298539

(22) 出願日 昭和61年(1986)12月15日

(65) 公開番号 特開昭63-11408

(43) 公開日 昭和63年(1988)1月18日

(31) 優先権主張番号 特願昭61-51214

(32) 優先日 昭61(1986)3月8日

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 999999999

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 大橋 薫

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 濱田 千章

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 川上 広司

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 足立 勉

審査官 大島 祥吾

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 アクティブサスペンション制御装置

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の各車輪と車体との間に各々配設されたアクチュエータと、

上記車両に対して付与される旋回条件を検出する旋回条件検出手段と、

上記旋回条件検出手段により検出された旋回条件に基づいて目標旋回状態を算出する目標旋回状態算出手段と、
上記車両の実旋回状態を検出する実旋回状態検出手段と、

上記算出される目標旋回状態と上記検出される実旋回状態との偏差に基づいて、車両の左右輪間移動荷重の前後輪配分比を制御する信号を上記アクチュエータに出力する制御手段と、
を備えたことを特徴とするアクティブサスペンション制御装置。

2

【請求項2】 上記制御手段が、操舵開始時には左右輪間移動荷重の前輪配分比を小さく、一方、操舵反転時には左右輪間移動荷重の後輪配分比を小さく制御する特許請求の範囲第1項に記載のアクティブサスペンション制御装置。

【請求項3】 上記制御手段は、上記実旋回状態が目標旋回状態となるように上記前後輪配分比を制御する特許請求の範囲第1項に記載のアクティブサスペンション制御装置。

【請求項4】 上記旋回条件検出手段は上記旋回条件として車両の操舵角を含む旋回操作の状況を検出し、上記目標旋回状態算出手段は上記検出された操舵角を含む旋回操作の状況に基づいて算出される目標ヨー角速度を上記目標旋回状態とし、上記実旋回状態検出手段は車両のヨー角速度を含む実際の旋回状態を検出し、上記制御手段

3

は上記算出される目標ヨー角速度と上記検出される実際のヨー角速度との偏差に基づいて上記前後輪配分比を制御する特許請求の範囲第1項～第3項のいずれかに記載のアクティブサスペンション制御装置。

【請求項5】上記旋回条件検出手段は操舵角の他に車速を検出し、上記目標旋回状態算出手段は操舵角と車速に基づいて上記目標ヨー角速度を算出し、上記制御手段は上記検出されたヨー角速度が上記目標ヨー角速度となるように上記前後輪配分比を制御する特許請求の範囲第4項に記載のアクティブサスペンション制御装置。

【請求項6】上記旋回条件検出手段は操舵角の他に車速を検出し、上記目標旋回状態算出手段は操舵角と車速に基づいて上記目標ヨー角速度を算出し、上記制御手段は上記算出された目標ヨー角速度と上記検出されたヨー角速度との偏差に上記検出されたヨー角速度を掛けた値に基づいて上記前後輪配分比を制御する特許請求の範囲第4項に記載のアクティブサスペンション制御装置。

【請求項7】上記旋回条件検出手段は操舵角の他に車速を検出し、上記実旋回状態検出手段はヨー角速度の他に車幅方向加速度を検出し、上記目標旋回状態算出手段は操舵角と車速に基づいて上記目標ヨー角速度を算出し、上記制御手段は上記算出された目標ヨー角速度と上記検出されたヨー角速度との偏差に上記検出された車幅方向加速度を掛けた値に基づいて上記前後輪配分比を制御する特許請求の範囲第4項に記載のアクティブサスペンション制御装置。

【請求項8】上記旋回条件検出手段は操舵角の他に車速を検出し、上記目標旋回状態算出手段は上記検出された操舵角、車速、該車速の2乗値および車両特性に基づいて予め定められたアンダステア設定係数から上記目標ヨー角速度を算出し、上記制御手段は上記算出された目標ヨー角速度と上記検出されたヨー角速度との偏差に上記検出されたヨー角速度を掛けた値に基づいて上記前後輪配分比を制御する特許請求の範囲第4項に記載のアクティブサスペンション制御装置。

【請求項9】上記制御手段は、上記算出された目標ヨー角速度が、車両特性に基づいて予め定められた車幅方向加速度と旋回時の車速とから求まる許容ヨー角速度を上回ったときは、該許容ヨー角速度を目標ヨー角速度とする特許請求の範囲第4項～第8項のいずれかに記載のアクティブサスペンション制御装置。

【発明の詳細な説明】

発明の目的

【産業上の利用分野】

本発明は車両旋回時に有効なアクティブサスペンション制御装置に関する。

【従来の技術】

従来より、例えば自動車等に搭載されるサスペンション装置として、車両の各車輪と車体との間にアクチュエータを設け、各アクチュエータの変位量および荷重に基

4

づいて各アクチュエータの所望の変位量を算出して該アクチュエータを制御することにより乗り心地および姿勢制御を独立に達成する、所謂アクティブサスペンション装置が知られている。

上記のようなアクティブサスペンション装置として、例えば「車両用サスペンションシステム」（公表特許公報昭60-500662号）等が提案されている。すなわち、変位量が調整可能なホイールサスペンション装置と、サスペンション装置の負荷に応じて予め定められた変位を与えるための電気信号を該装置へフィードバック入力するための手段と、を含み、外部から加わる力にかかわらず、車両のあらゆる動作面において車両を十分に安定に保つものである。したがって、例えば車両旋回時には、車幅方向の加速度によりロールトルクを算出し、各車輪と車体との間に配設された油圧アクチュエータにより各車輪と車体との間に作用する荷重を増減させ内外輪間で荷重を移動させて、車体の姿勢を制御し、乗り心地を向上させていた。

【発明が解決しようとする問題点】

かかる従来技術には、以下のような問題があった。すなわち、旋回時の内・外輪間移動荷重の前・後輪配分比が同一のため、車両の旋回性能の特性は、車両の旋回状態によらず、予め設定された特性のまま不変であった。一般に、操舵開始時は、オーバステア、旋回中はニュートラルステア、操舵反転時はアンダステアが望ましい。このため、オーバステア特性に設定された車両は、操舵反転時にヨー角速度の急変により安定性が低下し、一方、アンダステア特性に設定された車両は、操舵開始時に旋回状態に遅れを生じて操縦性が低下するという問題点があった。一般に車両の旋回性能の特性は、ニュートラルステアよりややアンダステア側に設定されているので、特に操舵開始時には、運転者の意図した動きを実現することが困難であった。

本発明は、車両の旋回状態に応じて旋回性能の特性を好適に制御するアクティブサスペンション制御装置の提供を目的とする。

発明の構成

【問題点を解決するための手段】

上記問題点を解決するためになされた本発明は、第1図に例示するように、

車両の各車輪と車体との間に各々配設されたアクチュエータM1と、

上記車両に対して付与される旋回条件を検出する旋回条件検出手段M2と、

上記旋回条件検出手段M2により検出された旋回条件に基づいて目標旋回状態を算出する目標旋回状態算出手段M3と、

上記車両の実旋回状態を検出する実旋回状態検出手段M4と、

上記算出される目標旋回状態と上記検出される実旋回

状態との偏差に基づいて、車両の左右輪間移動荷重の前後輪配分比を制御する信号を上記アクチュエータM1に出力する制御手段M5と、

を備えたことを特徴とするアクティブサスペンション制御装置を要旨とするものである。

アクチュエータM1とは、例えば各車輪と車体との間に作用する荷重を変更するものである。例えば、ピストンとシリンダとからなる油圧アクチュエータ、油圧源および該油圧源と上記油圧アクチュエータとを連通もしくは遮断するサーボバルブから構成することができる。この場合は、上記油圧アクチュエータのピストン変位量の変化に伴い上記荷重を変更することができる。

旋回条件検出手段M2及び実旋回状態検出手段M4としては、例えば、操舵角、車速、ヨー角速度等を検出するセンサから構成することができる。また例えば、車幅方向加速度を検出するセンサ、前後方向加速度を検出するセンサ、各車輪と車体との間に作用する荷重を検出するセンサ、もしくは上記各センサと加速度センサとの組み合わせにより構成してもよい。加速度センサとしては、例えば歪ゲージを利用したものでもよく、サーボ加速度計であってもよい。またヨー角速度センサとしては、例えば、レートジャイロ、振動ジャイロ、光ファイバジャイロ等を使用することができる。さらに操舵角センサとしては、例えば、原点位置の検出可能な周知のロータリエンコーダを使用してもよい。また、旋回条件としては、さらに、制動操作の状況や、車両の荷重の積載状態などの因子を検出するようにしてもよい。いずれも、操舵角や車速などと同様に旋回に影響を与える因子である。

上記制御手段M5は、例えば、操舵開始時には左右輪間移動荷重の前輪配分比を小さく、一方、操舵反転時には左右輪間移動荷重の後輪配分比を小さく制御するように構成することができる。この場合、旋回性能の特性が操舵開始時にはオーバーステアとなるため、運転者の意図に応じて機敏に旋回し始め、操舵反転時にはアンダステアとなるため車両に過度の回転運動が発生せず安定した旋回状態を維持できる。

また、例えば、上記制御手段5は、上記実旋回状態が目標旋回状態となるように上記前後輪配分比を制御するように構成することもできる。この場合には、旋回状態に応じた旋回性能の特性の制御精度が向上する。

また、上記旋回条件検出手段M2は上記旋回条件として車両の操舵角を含む旋回操作の状況を検出し、上記目標旋回状態算出手段M3は上記検出された操舵角を含む旋回操作の状況に基づいて算出される目標ヨー角速度を上記目標旋回状態とし、上記実旋回状態検出手段M4は車両のヨー角速度を含む実際の旋回状態を検出し、上記旋回手段M5は上記算出される目標ヨー角速度と上記検出される実際のヨー角速度との偏差に基づいて上記前後輪配分比を制御するように構成することができる。車両の操舵開

始及び操舵反転のタイミングでは、目標旋回状態と実旋回状態の間に大きめの偏差が生じることから、操舵開始や操舵反転に対応した適切な制御を応答性よく実現することができる。

このとき、上記旋回条件検出手段M2は操舵角の他に車速を検出し、上記目標旋回状態算出手段M3は操舵角と車速に基づいて上記目標ヨー角速度を算出し、上記制御手段M5は上記検出されたヨー角速度が上記目標ヨー角速度となるように上記前後輪配分比を制御するように構成することができる。

また、上記旋回条件検出手段M2は操舵角の他に車速を検出し、上記目標旋回状態算出手段M3は操舵角と車速に基づいて上記目標ヨー角速度を算出し、上記制御手段M5は上記算出された目標ヨー角速度と上記検出されたヨー角速度との偏差に上記検出されたヨー角速度を掛けた値に基づいて上記前後輪配分比を制御するように構成することができる。

また、上記旋回条件検出手段M2は操舵角の他に車速を検出し、上記実旋回状態検出手段M4はヨー角速度の他に車幅方向加速度を検出し、上記目標旋回状態算出手段M3は操舵角と車速に基づいて上記目標ヨー角速度を算出し、上記制御手段M5は上記算出された目標ヨー角速度と上記検出されたヨー角速度との偏差に上記検出された車幅方向加速度を掛けた値に基づいて上記前後輪配分比を制御するように構成することができる。

また、上記旋回条件検出手段M2は操舵角の他に車速を検出し、上記目標旋回状態算出手段M3は上記検出された操舵角、車速、該車速の2乗値および車両特性に基づいて予め定められたアンダステア設定係数から上記目標ヨー角速度を算出し、上記制御手段M5は上記算出された目標ヨー角速度と上記検出されたヨー角速度との偏差に上記検出されたヨー角速度を掛けた値に基づいて上記前後輪配分比を制御するように構成することもできる。

そして、上記制御手段M5は、上記算出された目標ヨー角速度が、車両特性に基づいて予め定められた車幅方向加速度と旋回時の車速とから求まる許容ヨー角速度を上回ったときは、該許容ヨー角速度を目標ヨー角速度とするように構成することもできる。ここで許容ヨー角速度とは、例えば、車輪と路面との間の摩擦係数に応じて定めた所定車幅方向加速度を旋回時の車速で除して求めることができる。制御手段M5は、例えば独立したディスクリートな論理回路により実現できる。また例えば、周知のCPUを始めとしてROM、RAMおよびその他の周辺回路素子と共に論理演算回路とし構成され、予め定められた処理手段に従って演算を行ない信号を出力するものであってもよい。

〔作用〕

本発明のアクティブサスペンション制御装置は、第1図に例示するように、旋回条件検出手段M2が検出した旋回条件に基づいて目標旋回状態算出手段M3が目標旋回状

10

20

30

40

50

態を算出する。一方、実旋回状態検出手段M4が車両の実旋回状態を検出する。そして、制御手段M5は、目標旋回状態と実旋回状態との偏差に基づいて、車両の左右輪間移動荷重の前後輪配分比を制御する信号をアクチュエータM1に出力するように働く。

即ち、車両旋回時には、旋回条件に基づいて次に起こるべき旋回状態（目標旋回状態）を予測し、実際の旋回状態（実旋回状態）との偏差に基づいて、左右輪間移動荷重の前後輪配分比を変更するのである。ここで、旋回時の各輪の荷重とコーナリングパワーとは、第2図に示すように非線形関係を有する。同図に矢印aで示すように、左右（内外）輪間の移動荷重が小さい場合のコーナリングパワーは、内輪側の値CP2Iと外輪側の値CP2Oとの和となる。一方、同図に矢印bで示すように、左右（内外）輪間の移動荷重が大きい場合のコーナリングパワーは、同様に内輪側の値CP1Iと外輪側の値CP1Oとの和となる。上記両和の大小関係は、次式（1）のように定まる。

$$CP1I + CP1O < CP2I + CP2O \quad \dots (1)$$

このように、旋回時の左右（内外）輪間の移動荷重が小さい方がコーナリングパワーは大きな値となる。また、車両の旋回性能の特性は、次式（2）の値に基づいて定まる。

$$CR \times LR - CP \times LF \quad \dots (2)$$

但し、CR……後輪側コーナリングパワー
LR……後輪軸と車両重心との距離
CF……前輪側コーナリングパワー
LF……前輪軸と車両重心との距離

ここで、式（2）の値が負の場合はオーバステア、0の場合はニュートラルステア、正の場合はアンダステアとなる。このため、旋回時の左右（内外）輪間移動荷重の前後輪配分比の制御に際し、前輪配分比を小さくすると前輪側のコーナリングパワーが大きくなるためにオーバステア特性となり、一方、後輪配分比を小さくすると後輪側のコーナリングパワーが大きくなるためアンダステア特性となる。

以上まとめると、本発明のアクティブサスペンション制御装置によれば、操舵角、車速、制動操作、アンバランスな荷重積載状態、などといった旋回に対して影響を与え得る因子を旋回条件として検出し、この旋回条件に基づいて目標旋回状態を算出し、さらに、実際に車両がどのような旋回状態にあるのかを検出し、目標旋回状態と実旋回状態の偏差に着目して車両の左右輪間移動荷重の前後輪配分比を変更することで、操舵開始時にオーバステア特性を実現したり、操舵反転時にアンダステア特性を実現したりすることができる。

【実施例】

次に、本発明の好適な実施例を図面に基づいて詳細に説明する。本発明第1実施例のシステム構成を第3図に示す。

同図において、車両1は車体2と左・右前輪3,4との間にサスペンション5,6を有し、車体2と左・右後輪7,8との間にサスペンション9,10を備える。各サスペンション5,6,9,10には、その変位置に比例したアナログ信号を出力する変位置変換器11,12,13,14、各車輪3,4,7,8と車体2との間に作用する荷重を計測するロードセルからなる荷重センサ15,16,17,18、各サスペンションアームに配設されてバネ下加速度を検出するバネ下加速度センサ19,20,21,22および各サスペンション5,6,9,10の変位置を調整するサーボバルブ23,24,25,26の各々配設されている。

また、車両1の車速を検出する車速センサ27、操舵角を検出する操舵角センサ28、車両1の重心付近に配設されて前後方向の加速度を検出する前後方向加速度センサ29、車幅方向の加速度を検出する車幅方向加速度センサ30、およびヨーレイトを検出するヨーレイトセンサ31も備えられている。

上記センサの検出信号は電子制御装置（以下単にECUとよぶ）40に入力され、該ECU40は各サーボバルブ23,24,25,26を駆動して各サスペンション5,6,9,10を制御する。

各サスペンション5,6,9,10の構成は全の同一のため、左前輪サスペンション5を例として第4図に基づいて説明する。左前側サスペンション5は、その一端が車体2に回動自在に取り付けられたサスペンションアーム51の他端で左前輪3を支持している。その上端が車体2に回動自在に取り付けられた支持部材52の下端と上記サスペンションアーム51との間に、コイルスプリング53および該コイルスプリング53の内部に収納された油圧アクチュエータ54が並設されている。該油圧アクチュエータ54は、シリンダ55と、該シリンダ55内部を上室56および下室57に分離するピストン58とから構成され、該ピストン58から下方に延びるロッド59の下端は上記サスペンションアーム51に回動自在に取り付けられている。

上記油圧アクチュエータ54に加わる負荷、すなわち車体2と左前輪3との間に作用する荷重は、上記支持部材52内部に配設されたロードセルからなる左前輪荷重センサ15により計測される。また、ピストン58の変位置は、その一端が上記サスペンションアーム51に、他端が支持部材52に取り付けられた左前輪変位置変換器11により測定される。さらに、バネ下加速度は、サスペンションアーム51の左前輪3を支持している端部近傍に配設された左前輪バネ下加速度センサ19により検出される。

上記油圧アクチュエータ54の上室56と下室57とは、各々導管60,61により電磁式の左前輪サーボバルブ23に接続されている。左前輪サーボバルブ23は、リザーバ62とポンプ63とからなる油圧回路を構成している。ポンプ63で昇圧された高圧の作動油は常時左前輪サーボバルブ23に供給され、該左前輪サーボバルブ23はその内部の可変オリフィスに上記作動油を通過させた後、該作動油をリ

ザーバ62に戻る。左前輪サーボバルブ23は、上記可変オリフィスにより作動油の流量を調整することにより、油圧アクチュエータ54の上室56と下室57との内部圧力の圧力差を任意の値に制御できる。したがって、ECU40が左前輪サーボバルブ23を駆動制御すると、上記圧力差により油圧アクチュエータ54のピストン58が変位し、車体2と左前輪3との間に作用する荷重が調整される。

次に、上述したECU40の構成を第5図に基づいて説明する。ECU40は、CPU40a、ROM40b、RAM40c等を中心に論理演算回路として構成され、コモンバス40dを介して入出力ポート40e、40fに接続されて外部との入出力を行なう。

ECU40は、既述した各センサの検出信号のバッファあるいはフィルタを備えた信号調整回路40g、各検出信号を選択的に入力するマルチプレクサ40h、アナログ信号をデジタル信号に変換するA/D変換器40iを備え、これら検出信号は入出力ポート40eを介してCPU40aに入力される。

ECU40は、各サーボバルブ23、24、25、26の駆動回路40j、40k、40m、40nおよびデジタル信号をアナログ信号に変換するD/A変換器40pを備え、CPU40aは入出力ポート40fを介して上記各駆動回路40j、40k、40m、40nに制御信号を出力する。

次に、本第1実施例の制御に用いる諸量の関係を第6図に基づいて説明する。

既述した各センサにより検出される諸量は以下の各量である。すなわち、各車輪3、4、7、8に対して配設されたサスペンションの変位置量 $X1, X2, X3, X4$ 、荷重 $f1, f2, f3, f4$ およびバネ下加速度 $Xu1, Xu2, Xu3, Xu4$ が各々変位置量変換器11、12、13、14、荷重センサ15、16、17、18およびバネ下加速度センサ19、20、21、22により検出される。また、車両の重心Gに作用する前後方向加速度 Xcg 、車幅方向加速度 Ycg およびヨーレート（ヨー角速度） γ が前後方向加速度センサ29、車幅方向加速度センサ30およびヨーレートセンサ31により検出される。さらに車両の車速 V と操舵角 θ とが車速センサ27と操舵角センサ28とにより検出される。

これらの諸量に基づき、各車輪3、4、7、8に対応して配設されたサスペンションの運動状態を車両の重心Gにおける4種類の運動状態に変換する。すなわち、重心Gの矢印Hで示す上下振動であるヒープ（Heave）、重心Gを通る車幅方向軸回りの矢印Pで示す前後振動であるピッチ（Pitch）、重心Gを通る前後方向軸回りの矢印Rで示す前後方向軸回りの回転であるロール（Roll）、重心Gに関し矢印Wで示す前輪軸と後輪軸とのねじれであるワープ（Warp）の4種類の運動状態である。

次に、上記4種類の運動状態から、各運動状態に対応して重心Gの目標変位置量を算出する。すなわち、ヒープ目標変位置量 Hd 、ピッチ目標変位置量 Pd 、ロール目標変位置量 Rd 、ワープ目標変位置量 Wd の4種類である。さらに、上記

重心Gの4種類の目標変位置量を各車輪3、4、7、8に対応して設けられた各サスペンションの目標変位置量 $Xd1, Xd2, Xd3, Xd4$ に変換する。ECU40は、各サスペンションの変位置量が上記目標変位置量となるように各サーボバルブを制御するのである。なお、車両のホイールベースは L 、車両の重心Gと前輪軸との距離は Xf 、前輪トレッドは Tf 、後輪トレッドは Tr である。

次に上記ECU40により実行されるサスペンション制御処理を第7図（A）、（B）に示すフローチャートに基づいて説明する。本サスペンション制御処理は、（ECU）40起動後、所定時間毎に繰り返して実行される。

まずステップ100では、RAM40cのクリア、初期値の設定等の初期化処理が行なわれる。続くステップ110では、既述した各センサの検出信号をA/D変換した値を読み込む処理が行なわれる。すなわち、変位置量 $X1, X2, X3, X4$ 、荷重 $f1, f2, f3, f4$ およびバネ下加速度 $Xu1, Xu2, Xu3, Xu4$ 、前後方向加速度 Xcg 、車幅方向加速度 Ycg 、車速 V 、操舵角 θ 、ヨーレート γ の各値が読み込まれる。

次にステップ120に進み、既述したように、今回検出された各サスペンションの変位置量 $X1, X2, X3, X4$ に基づいて、重心における今回のヒープ変位置量 Xhn 、ピッチ変位置量 XPn 、ロール変位置量 XRn 、ワープ変位置量 XWn を次式（3）～（6）のように算出する処理が行なわれる。

$$Xhn = X1 + X2 + X3 + X4 \quad \dots (3)$$

$$XPn =$$

$$\{ (X1 + X2) - (X3 + X4) \} \times AP1 \quad \dots (4)$$

$$XRn = (X1 - X2) \times AR1 + (X3 - X4) \times AR2 \quad \dots (5)$$

$$XWn = (X1 - X2) \times AR1 - (X3 - X4) \times AR2 \quad \dots (6)$$

但し、 $AP1 = 1/L$

$$AR1 = (Xf/L) \times (1/Tf)$$

$$AR2 = \{ (L - Xf)/L \} \times (1/Tr)$$

続くステップ130では、上記ステップ120で今回算出された各変位置量（添字 n で示す）と前回算出された各変位置量（添字 $n-1$ で示す）とからヒープ速度 DXH 、ピッチ速度 DXP 、ロール速度 DXR 、ワープ速度 DXW を次式（7）～（10）のように算出する処理が行なわれる。ここで D は時間微分演算子 d/dt を示す。

$$DXH = Xhn - XH_{n-1} \quad \dots (7)$$

$$DXP = XPn - XP_{n-1} \quad \dots (8)$$

$$DXR = XRn - XR_{n-1} \quad \dots (9)$$

$$DXW = XWn - XW_{n-1} \quad \dots (10)$$

次にステップ140に進み、左前輪3と車体2との間に作用する負荷 $F1$ 、右前輪4と車体2との間に作用する負荷 $F2$ 、左後輪7と車体2との間に作用する負荷 $F3$ 、右後輪8と車体2との間に作用する負荷 $F4$ を次式（11）～（14）のように算出する処理が行なわれる。ここで、質量 Mf は前輪バネ下質量 Mfd から予め設定された任意の値である前輪疑似質量 mf を減算したものであり、質量 Mr は

11

後輪バネ下質量 m_{rd} から予め設定された任意の値である
後輪疑似質量 m_r を減算したものである。

$$F1 = f1 - m_f \times X_{u1} \quad \dots (11)$$

$$F2 = f2 - m_f \times X_{u2} \quad \dots (12)$$

$$F3 = f3 - m_r \times X_{u3} \quad \dots (13)$$

$$F4 = f4 - m_r \times X_{u4} \quad \dots (14)$$

続くステップ150では、上記ステップ140で算出された各負荷 $F1 \sim F4$ に基づいて、重心におけるヒープ負荷 FH 、ビッチトルク FP 、ロールトルク FR 、ワーブトルク FW を次式(15)～(18)のように算出する処理が行なわれる。

$$FH = F1 + F2 + F3 + F4 \quad \dots (15)$$

$$FP = (F1 + F2) \times AP3 - (F3 + F4) \times AP4 \quad \dots (16)$$

$$FR = (F1 - F2) \times AR3 + (F3 - F4) \times AR4 \quad \dots (17)$$

$$FW = (F1 - F2) \times AR3 - (F3 - F4) \times AR4 \quad \dots (18)$$

但し、 $AP3 = Xf$

$$AP4 = L - Xf$$

$$AR3 = Tf/2$$

$$AR4 = Tr/2$$

次にステップ160に進み、上記ステップ130で算出した各速度 DXH, DXP, DXR と上記ステップ150で算出した負荷およびトルク FH, FP, FR とに基づいて、重心位置におけるヒープ目標変位量 Hd 、ビッチ目標変位量 Pd 、ロール目標変位量 Rd を次式(19)～(21)のように算出する処理が行なわれる。

$$Hd = AH5 \times FH - AH6 \times DXH \quad \dots (19)$$

$$Pd = AP5 \times FP - AP6 \times DXP + AP7 \times X_{cg} \quad \dots (20)$$

$$Rd = AR5 \times FR - AR6 \times DXR + AR7 \times Y_{cg} \quad \dots (21)$$

但し、ヒープ方向剛性を KH 、ヒープ方向減衰係数を CH とすると、

$$AH5 = 1/KH$$

$$AH6 = CH/KH \text{ である。}$$

また、ビッチ方向剛性を KP 、ビッチ方向減衰係数を CP とすると、

$$AP5 = 1/KP$$

$$AP6 = CP/KP \text{ である。}$$

$AP7$ は前後方向加速度補正係数である。

さらに、ロール方向剛性を KR 、ロール方向減衰係数を CR とすると、

$$AR5 = 1/KR$$

$$AR6 = CR/KR \text{ である。}$$

$AR7$ は車幅方向加速度補正係数である。

続くステップ170では、車速 V と操舵角 θ とから目標ヨーレイトを求め、該目標ヨーレイトと実際に検出されたヨーレイト γ の偏差に、さらにヨーレイト γ を掛けてヨーレイト補正係数 Y を算出すると共に、上記ステップ

12

130で算出したワーブ速度 DXW と上記ステップ150で算出したワーブトルク FW と上記ヨーレイト補正係数 Y とから、重心位置におけるワーブ目標変位量 Wd を次式(22)、(23)のように算出する処理が行なわれる。

$$Y = (AW1 \times V \times \theta - \gamma) \times \gamma + AW2 \quad \dots (22)$$

$$Wd = AW5 \times FW - AW6 \times DXW + AW7 \times Y_{cg} \times Y \quad \dots (23)$$

但し、 $AW1$ はヨーレイトゲイン、 $AW2$ は直進走行時の前後荷重分配補正係数であり、ワーブ方向剛性を KW 、ワーブ方向減衰係数を CW とすると、

$$AW5 = 1/KW$$

$$AW6 = CW/KW \text{ である。}$$

なお、 $AW7$ はワーブ補正係数である。

ところで、以上の各方向剛性 KH, KP, KR, KW および各方向減衰係数 CH, CP, CR, CW は各々予め設定された任意の値である。

次にステップ180に進み、上記ステップ160,170で算出した重心位置における各目標変位量 Hd, Pd, Rd, Wd から各車輪3,4,7,8に対応して配設されたサスペンション5,6,9,10の各目標変位量 $Xd1, Xd2, Xd3, Xd4$ を次式(24)～(27)に示すように算出する処理が行なわれる。

$$Xd1 = (1/4) \times \{ (Hd + AP8 \times Pd) + (AR8 \times Rd + AR9 \times Wd) \} \quad \dots (24)$$

$$Xd2 = (1/4) \times \{ (Hd + AP8 \times Pd) - (AR8 \times Rd + AR9 \times Wd) \} \quad \dots (25)$$

$$Xd3 = (1/4) \times \{ (Hd - AP8 \times Pd) + (AR8 \times Rd - AR9 \times Wd) \} \quad \dots (26)$$

$$Xd4 = (1/4) \times \{ (Hd - AP8 \times Pd) - (AR8 \times Rd - AR9 \times Wd) \} \quad \dots (27)$$

但し、 $AP8 = L = (1/AP1)$

$$AR8 = (L \times Tf) / Xf = (1/AR1)$$

$$AR9 = (L \times Tr) / (L - Xf) = (1/AR2)$$

続くステップ190では、上記ステップ180で算出した各目標変位量 $Xd1, Xd2, Xd3, Xd4$ と今回検出された変位量 $X1, X2, X3, X4$ との偏差 $XO1, XO2, XO3, XO4$ を次式(28)～(31)のように算出する処理が行なわれる。

$$XO1 = A1 \times (Xd1 - X1) + A10 \quad \dots (28)$$

$$XO2 = A2 \times (Xd2 - X2) + A20 \quad \dots (29)$$

$$XO3 = A3 \times (Xd3 - X3) + A30 \quad \dots (30)$$

$$XO4 = A4 \times (Xd4 - X4) + A40 \quad \dots (31)$$

但し、 $A1, A2, A3, A4$ は既述した各油圧アクチュエータの応答性に応じて定まるゲイン定数、 $A10, A20, A30, A40$ は目標標準車高に応じて定まるオフセット定数である。

次にステップ195に進み、上記ステップ190で算出した各偏差 $XO1, XO2, XO3, XO4$ に応じた電圧を各サスペンション5,6,9,10の各サーボバルブ23,24,25,26に出力した後、上記ステップ110に戻る。以後、本サスペンション制御処理は、ステップ110～195を繰り返して実行される。

次に上記制御の様子の一例を、第8図のタイミングチャートに従って説明する。同図は、車速 V 一定として、左・右同一操舵角のスラローム走行をした場合の諸量の変化を時間の経過に従って示したものである。

時刻 $T0 \sim T1$ の間は、操舵角が小さくてヨーレイト偏差も小さいため、いまだ旋回状態にないものとみなされ、内外輪間移動荷重の前後輪配分比は同一に設定される。このため、車両の旋回性能は予め設定されている基本旋回特性のままである。

時刻 $T1$ において、目標ヨーレイトに対して車両のヨーレイトの遅れが大きくなる。このため、内外輪間移動荷重の前後輪配分比の前輪側を小さくして前輪側のコーナリングパワーを増加させる。これにより、車両の旋回性能は基本旋回特性よりオーバステア側に変更される。したがって、車両の操舵角 θ に対する応答性が向上し、同図の破線で示すように、ヨーレイトは目標ヨーレイトに近づく。時刻 $T2$ においてヨーレイトの遅れが補正されて、ヨーレイト偏差は無くなる。このため、同時刻 $T2$ に、上記前後輪配分比を同一として、車両の旋回性能を基本旋回特性に戻す。なお、上述のように車両の旋回性能を変更しない場合には、同図に一点鎖線で示すように、ヨーレイトの遅れが生じて車両の機動性が低下していた。

時刻 $T3$ において、操舵反転が行なわれる。そこで、内外輪間移動荷重の前後輪配分比の後輪側を小さくして後輪側のコーナリングパワーを増加させる。これにより、車両の旋回性能は基本旋回特性よりアンダステア側に変更される。したがって、操舵反転に伴う旋回開始に対して車両が過度に追従せず、巻き込み現象はスピン等を生じないで安定した旋回走行に移行する。なお、上述のように車両の旋回性能を変更しない場合には、同図に一点鎖線で示すようにヨーレイトの進みが生じて車両の安定性が低下していた。

車両が安定した旋回状態に移行後の時刻 $T4$ において、再び上記前後輪配分比を同一として、車両の旋回性能を基本旋回特性に戻す。その後、再び前後輪配分比の前輪側を小さくして、車両の旋回性能を基本旋回特性よりオーバステア側に変更する。これにより、時刻 $T5$ において、ヨーレイトが目標ヨーレイトと一致し、ヨーレイト偏差が無くなる。このため、同時刻 $T5$ に、上記前後輪配分比を同一として、車両の旋回性能を基本旋回特性に戻す。以後、車両の操舵角の変化に応じて、前後輪配分比の調整により車両の旋回性能を変更する制御が継続される。

以上説明したように本第1実施例は、予め4方向の剛性および減衰係数を設定された車両1の重心 G における4種類の運動状態であるヒープ、ピッチ、ロール、ワープの目標変位量 Hd, Pd, Rd, Wd を算出し、該算出値を各サスペンション5,6,9,10の目標変位量 $Xd1, Xd2, Xd3, Xd4$ に変換し、該目標変位量に応じて各サスペンション5,6,9,

10を制御するに際し、ヨーレイトが車速 V と操舵角 θ とに基づいて算出した目標ヨーレイトとなるように、目標ヨーレイトとヨーレイトの偏差に、さらにヨーレイトを掛けて、旋回状態に応じたヨーレイト補正係数 Y を算出し、該ヨーレイト補正係数 Y に基づいてワープ目標変位量 Wd を求めるよう構成されている。このため、操舵開始時には、左右(内外)輪間移動荷重の前後輪配分比が前輪側で小さくなり、一方、操舵反転時には、上記前後輪配分比が後輪側で小さくなる。したがって、車両の旋回性能が、基本旋回特性(例えばニュートラルステア近傍)から、操作開始時にはオーバステア側に一旦変化し、操舵反転時には一旦アンダステア側に変化した後、再び元の基本旋回特性に戻る。これにより、操舵開始時には、運転者の意図に合った機敏な旋回の開始が可能になると共に、操舵反転時には、安定した旋回状態の維持ができる。このように旋回性能が操舵状態に応じて好適に変化する。

また、上記のように車両の旋回性能が操舵角に応じて変化するので、例えば後輪まで操舵する所謂4輪操舵のような複雑な構成を必要とせず、左右(内外)輪間移動荷重の前後輪配分比を変更するサスペンション制御を行なうだけで、4輪操舵に匹敵する旋回性能を得られる。

さらに、ヨーレイト補正係数 Y の算出に際し、目標ヨーレイトとヨーレイトとの偏差に、さらにヨーレイトを掛けたヨーレイト補正值を使用しているため、車両の旋回性能が操舵角に応じて、オーバステア側、基本旋回特性、アンダステア側、基本旋回特性の順で円滑に変化する。これにより、操舵時における車両の制御精度が向上し、車両の応答性および安定性が高まる。

また、4種類の運動状態である。ヒープ、ピッチ、ロール、ワープに基づいてサスペンションの目標変位量を算出しており、特に車体のねじれを考慮したワープ目標変位を使用しているため、制御の自由度が増加し、車両姿勢を安定させることができる。

さらに、サスペンションの所謂アクティブコントロールが可能となり車両姿勢の変化が抑制され、しかも、旋回時の機動性も向上するので、車両の操縦性・安定性および乗り心地の両立を図ることができる。

次に、本発明第2実施例を図面に基づいて詳細に説明する。本第2実施例と既述した第1実施例との相違点は、ヨーレイト補正係数 Y の算出に際し、目標ヨーレイトとヨーレイトとの偏差に、第1実施例ではヨーレイトを掛けて求めたのに対して、第2実施例では車幅方向加速度 Y_{cq} を掛けて算出するよう構成したことである。なお、システム構成および制御に用いる諸量は既述した第1実施例と同様のため、同一部分は同一符号にて表記し、説明を省略する。

次に、本第2実施例の特徴をなすサスペンション制御処理を第9図(A)、(B)に示すフローチャートに基づいて説明する。なお、既述した第1実施例のサスペンシ

ョン制御処理と同様の処理を行なうステップは、ステップ番号下2桁を同一数字で表記する。本サスペンション制御処理は、ECU40起動後、所定時間毎に繰り返して実行される。

まず、初期化処理を行ない(ステップ200)、各センサ検出信号を読み込み(ステップ210)、重心における今回のヒープ変位置量 X_{Hn} 、ピッチ変位置量 X_{Pn} 、ロール変位置量 X_{Rn} 、ワーブ変位置量 X_{Wn} を算出し(ステップ220)、ヒープ速度 DX_H 、ピッチ速度 DX_P 、ロール速度 DX_R 、ワーブ速度 DX_W を算出し(ステップ230)、負荷 F_1, F_2, F_3, F_4 を算出し(ステップ240)、重心におけるヒープ負荷 F_H 、ピッチトルク FP 、ロールトルク FR 、ワーブトルク FW を算出し(ステップ250)、重心位置におけるヒープ目標変位置量 Hd 、ピッチ目標変位置量 Pd 、ロール目標変位置量 Rd を算出する(ステップ260)。

次に、車速 V と操舵角 θ とから目標ヨーレイトを求め、該目標ヨーレイトと実際に検出されたヨーレイト γ との偏差に、車幅方向加速度 Y_{cq} を掛けてヨーレイト補正係数 Y を次式(32)のように算出すると共に、ワーブ速度 DX_W 、ワーブトルク FW および上記ヨーレイト補正係数 Y から重心位置におけるワーブ目標変位置量 wd を算出する(ステップ275)。

$$Y = (AW1 \times V \times \theta - \gamma) \times Y_{cq} + AW2 \quad \dots\dots (32)$$

次に、サスペンション5,6,9,10の各目標変位置量 $Xd1, Xd2, Xd3, Xd4$ を算出し(ステップ280)、偏差 $XO1, XO2, XO3, XO4$ を算出し(ステップ290)、各偏差 $XO1, XO2, XO3, XO4$ に応じた電圧を出力する(ステップ295)。その後、上記ステップ210に戻る。以後、本サスペンション制御処理は、上記ステップ210~295を繰り返して実行する。

以上説明したように本第2実施例は、車速 V および操舵角 θ から求まる目標ヨーレイトとヨーレイト γ との偏差に車幅方向加速度 Y_{cq} を掛けてヨーレイト補正係数 Y を算出するよう構成されている。このため、既述した第1実施例の各効果に加えて以下の様な効果を奏する。すなわち、車両の旋回性能が、基本旋回特性から、操舵開始時にはオーバステア側に速やかに変化し、一方、操舵反転時にはアンダステア側に速やかに変化する。これは、第10図のタイミングチャートに一例として示すように、時刻 $T10$ において操舵が開始されると、該時刻 $T10$ からわずかに遅れた時刻 $T11$ においてまず車幅方向加速度 Y_{cq} (同図に破線で示す。)が発生し、さらに遅れた時刻 $T12$ においてヨーレイト γ (同図に一点鎖線で示す。)が発生する。したがって、本第2実施例のように、目標ヨーレイトとヨーレイト γ との偏差に車幅方向加速度 Y_{cq} を掛けて求めたヨーレイト補正係数 Y (同図に実線で示す。)は時刻 $T11$ から増加し始める。一方、既述した第1実施例のように、目標ヨーレイトとヨーレイト γ との偏差にヨーレイト γ を掛けて求めたヨーレイト補正係数 Y (同図に二点鎖線で示す。)は、上記時刻 $T11$ より遅れた時刻 $T12$ から増加し始める。このため、本第2実

施例の場合は、既述した第1実施例の場合に比べて、操舵開始時には車両の旋回性能がより早くオーバステア側に变化するのである。なお、操舵反転時には、上記と同様の理由により、車両の旋回性能がより早くアンダステア側に变化する。このように本第2実施例によれば、操舵開始時および操舵反転時における車両の旋回性能の変化に要する遅れ時間を短縮できる。

また、車幅方向加速度 Y_{cq} は、操舵角 θ が同一の場合、車速 V の上昇に伴って増加する。このため、目標ヨーレイトとヨーレイト γ との偏差が同一であっても、車速が高くなる程ヨーレイト補正係数 Y は増加するので、左右(内外)輪間移動荷重の前後輪配分比の変化量を車速に応じて大きく設定できる。このことは、高速走行中の旋回時における車両の機動性・安定性の向上に関して、特に顕著な効果を奏する。

次に、本発明第3実施例を図面に基づいて詳細に説明する。本第3実施例と既述した第1実施例との相違点は、ヨーレイト補正係数 Y の算出に際し、第1実施例では操舵角および車速から目標ヨーレイトを求めたのに対して、第3実施例では操舵角、車速、該車速の2乗値および車両特性に基づいて予め定められたアンダステア設定係数から目標ヨーレイトを求めるよう構成したことである。なお、システム構成および制御に用いる諸量は既述した第1実施例と同様のため、同一部分は同一符号にて表記し、説明を省略する。

次に、本第3実施例の特徴をなすサスペンション制御処理を第11図(A)、(B)に示すフローチャートに基いて説明する。なお、既述した第1実施例のサスペンション制御処理と同様の処理を行なうステップは、ステップ番号下2桁を同一数字で表記する。本サスペンション制御処理は、ECU40起動後、所定時間毎に繰り返して実行される。

まず、初期化処理を行ない(ステップ300)、各センサ検出信号を読み込み(ステップ310)、重心における今回のヒープ変位置量 X_{Hn} 、ピッチ変位置量 X_{Pn} 、ロール変位置量 X_{Rn} 、ワーブ変位置量 X_{Wn} を算出し(ステップ320)、ヒープ速度 DX_H 、ピッチ速度 DX_P 、ロール速度 DX_R 、ワーブ速度 DX_W を算出し(ステップ330)、負荷 F_1, F_2, F_3, F_4 を算出し(ステップ340)、重心におけるヒープ負荷 F_H 、ピッチトルク FP 、ロールトルク FR 、ワーブトルク FW を算出し(ステップ350)、重心位置におけるヒープ目標変位置量 Hd 、ピッチ目標変位置量 Pd 、ロール目標変位置量 Rd を算出する(ステップ360)。

次に、車速 V 、アンダステア設定係数 Kh 、車速2乗値 V^2 および操舵角 θ から目標ヨーレイトを求め、該目標ヨーレイトと実際に検出されたヨーレイト γ との偏差に、該ヨーレイト γ を掛けてヨーレイト補正係数 Y を次式(33)のように算出すると共に、ワーブ速度 DX_W 、ワーブトルク FW および上記ヨーレイト補正係数 Y から重心位置におけるワーブ目標変位置量 wd を算出する(ステップ37

7)。

$$Y = \left[\frac{V}{1 + K_h \times V^2} \right] \times \theta \times K_1 - \gamma \times \gamma \times K_2 + AWZ \quad \dots (33)$$

K_h…アンダステア設定係数K₁…実測ヨーレイト修正係数K₂…ヨーレイト補正係数ゲイン

ここで、アンダステア設定係数K_hは、車両特性に基づいて定まる正の値であって、車速の増減に伴う操舵感覚の変化を抑制するものである。また、実測ヨーレイト修正係数K₁は、上記アンダステア設定定数K_hにより定まる車速と操舵効果（舵の利き具合）との相互関係を常時保証するものである。該実測ヨーレイト修正係数K₁の変更はステアリングギヤ比の変更に相当する。さらに、ヨーレイト修正係数ゲインK₂は、目標ヨーレイトとヨーレイトγとの間に偏差が生じた場合、左右輪間移動荷重の前後輪配分比の変化率を定めるものである。

次に、サスペンション5,6,9,10の各目標変位置X_{d1},X_{d2},X_{d3},X_{d4}を算出し（ステップ380）、偏差X₀₁,X₀₂,X₀₃,X₀₄を算出し（ステップ390）、各偏差X₀₁,X₀₂,X₀₃,X₀₄に応じた電圧を出力する（ステップ395）。その後、上記ステップ310に戻る。以後、本サスペンション制御処理は、上記ステップ310〜395を繰り返して実行する。

以上説明したように本第3実施例は、車速V、アンダステア設定係数K_h、車速2乗値V²および操舵角θから目標ヨーレイトを求めるよう構成されている。このため、既述した第1実施例の各効果に加えて、以下のような効果を奏する。すなわち、低速走行時の操舵効果（舵の利き具合）を良好に保つと共に、高速走行時の操舵効果（舵の利き具合）が過剰になるのを抑制できる。これは第12図に示すように、本第3実施例の目標ヨーレイト（同図に実線で示す。）は車速Vの上昇に伴い、アンダステア設定係数K_hの値に応じて、一定値に収束するか、もしくは減少する。したがって、本第3実施例では、低速走行時と高速走行時との操舵効果（舵の利き具合）の差が少なくなる。一方、既述した第1実施例のように車速Vと操舵角θとを掛けて求めた目標ヨーレイト（同図に破線で示す。）は車速Vの上昇に比例して増加する。このため、本第3実施例では、同一の操舵角θに対して、低速走行時には充分な操舵効果（舵の利き具合）を発揮すると共に、高速走行時には過剰な操舵効果（舵の利き具合）を抑制するのである。このように本第3実施例によれば、低速走行時における車両の機動性を損なうことなく、高速走行時における操舵性の改善を可能とし、車速が変化しても、常時同じ操舵感覚を保証できる。このことは高速走行中の操舵時において、違和感を無くして操舵を容易にするので、特に顕著な効果を奏する。

なお、アンダステア設定係数K_hの値は、車両特性に基づいて定まるが、例えば、第12図に示すように、該アンダステア設定係数K_hの値を小さくする程、車両の機動性

は向上する。

また、ヨーレイト補正係数ゲインK₂の値を大きく設定する程、ヨーレイトγを目標ヨーレイトとする制御の応答性・追従性が高まる。

なお、本第3実施例では、第11図（B）に示すフローチャートのステップ377において、車速V、アンダステア設定係数K_h、車速2乗値V²および操舵角θから求められた目標ヨーレイトの値をそのまま使用して、ヨーレイト補正係数Yを既述した式（33）のように算出した。しかし、例えば、算出された目標ヨーレイト（計算値）が許容ヨーレイト（上限値）を上回らないように制限するように構成することもできる。すなわち、車両の旋回性能は、車輪と路面との間の摩擦係数により制限される。例えば、ゴム製の車輪と乾いたアスファルト舗装路面との間の摩擦係数μは約0.9程度の値（実験値）である。このような制限を受ける車両の旋回性能の限界は多少の余裕を見積っても車幅方向加速度ycqでは約1 [g]（重力加速度9.8 [m/sec²]）程度である。ここで車幅方向加速度Ycq [m/sec²]、ヨーレイトγ [rad/sec] および車速V [m/sec] の間には、次式（33a）に示すような関係がある。

$$Y_{cq} = \gamma \times V \quad \dots (33a)$$

したがって、目標ヨーレイトY_{req}と車速Vとの積により求まる車幅方向加速度Ycqが重力加速度以下の値となるように該目標ヨーレイトY_{req}の上限を定めると、車両の旋回状態をその旋回性能の限界内に収められる。上述のような制御は、第11図（B）のステップ377を、例えば、第13図に示すステップ377aに置き換えることにより実現できる。

すなわち、第13図に示すように、まずステップ377aでは、目標ヨーレイトY_{req}を次式（33b）のように算出する。

$$Y_{req} = \left[\frac{V}{1 + K_h \times V^2} \right] \times \theta \times K_1 \quad \dots (33b)$$

続くステップ377bでは、上記ステップ377aで算出した目標ヨーレイトY_{req}に車速Vを掛けて求めた車幅方向加速度が、予め定められた車幅方向加速度設定定数K_α（重力加速度9.8 [m/sec²] 以下の値）未満であるか否かを判定し、肯定判断されるとステップ377cに、一方、否定判断されるとステップ377dに各々進む。車幅方向加速度が車幅方向加速度設定定数K_α未満である場合に実行されるステップ377cでは、上記ステップ377aで算出した目標ヨーレイトY_{req}をそのまま目標ヨーレイトY_{req}として設定し、ステップ377eに進む。一方、車幅方向加速度が車幅方向加速度設定定数K_α以上である場合に実行されるステップ377dでは、車幅方向加速度設定定数K_αを車速Vで除して求めた許容ヨーレイトを目標ヨーレイトY_{req}として設定し、ステップ377eに進む。ステップ377eでは、上記ステップ377cもしくはステップ377dで設定された目標ヨーレイトY_{req}を使用してヨーレイト補正係数Yを次式（33c）に示すように算出すると共に、該ヨ

ーレイト補正係数 Y を使用して重心位置におけるワープ目標変位量 w_d を算出する。

$$Y = (Y_{req} - \gamma) \times \gamma \times K_2 + AW_2 \quad \dots (33c)$$

このように、車幅方向加速度が車幅方向設定定数 K_α 未満となるように制限すると、第14図に示すように、許容ヨーレイト（上限値）は車速 V および操舵角 θ の変化に対して、同図に実線で示す2次曲面のように定まる。なお、同図は車幅方向設定定数 K_α を重力加速度（9.8 [m/sec²]）に定めた場合の一例である。一方、上記ステップ377aで算出される目標ヨーレイト（計算値）[アンダステア設定定数 $K_h = 0.001$ の場合]は、同図に二点鎖線で示すように、許容ヨーレイトに比べて大きな値となる。例えば、車速 V が60 [Km/h]、操舵角 θ が180°の旋回状態における目標ヨーレイト（計算値）[ステップ377aで式（33b）に従って算出される。] Y_{req1} は50 [deg/sec]となる。ところで、この目標ヨーレイト Y_{req1} と車速 V （60 [Km/h]）とから車幅方向加速度を上記式（33a）に従って算出すると14.54 [m/sec²]になり、車幅方向加速度設定定数 K_α （9.8 [m/sec²]）以上となる。そこで、この場合の目標ヨーレイト Y_{req} は、第14図に示す許容ヨーレイトを規定した曲面上の値 Y_{req2} （約34 [deg/sec]）に制限される。

上述のように、車速 V 、操舵角 θ から算出された目標ヨーレイトと車速 V との積である車幅方向加速度が車幅方向加速度設定定数 K_α 以上となった場合は、該車幅方向加速度設定定数 K_α を車速 V で除して求めた許容ヨーレイトを目標ヨーレイト Y_{req} として設定するよう構成すると、目標ヨーレイト Y_{req} と実際に検出されたヨーレイト γ との偏差が必要以上に増大するのを抑制できる。このため、左右輪間移動荷重の前輪配分比が過度に小さくなるのを回避できるので、操舵角 θ が大きい場合でも、車両がその旋回半径より内側に回り込む、所謂スピン現象の発生や、旋回内輪側の後輪が路面から浮き上って転覆の初期段階となる、所謂ホイールリフト現象の発生等を防止し、旋回時の車両安定性をより一層向上できる。

また、操舵角 θ が小さい場合には充分な操舵効果を保障すると共に、操舵角 θ が大きい場合には安定性を高めることができる。

さらに、旋回中は前後左右の各車輪が常時接地しているので、左右輪間移動荷重の前後輪配分比を調整するアクティブサスペンション制御を好適に実現できる。

なお、上述の場合は車幅方向加速度設定定数 k_α を重力加速度9.8 [m/sec²]とした例を説明した。しかし、例えば、車輪と路面との間の摩擦係数に応じて、もしくは車両特性に応じて、車幅方向加速度設定定数 K_α は、重力加速度以下の好適な値から選択して定めることができる。

次に、本発明第4実施例を図面に基づいて詳細に説明する。本第4実施例の特徴は、車両の積載重量が変化しても、所定の旋回性能を維持する制御を行なうよう構成

したことである。すなわち、旋回状態の検出に際して、車両の停車時もしくは定常的な走行状態における前後の車軸荷重分担比も併せて求め、該前後の車軸荷重分担比に応じ、左右輪間移動荷重の前後輪配分比を制御するのである。なお、システム構成は既述した第1実施例と同様のため、同一部分は同一符号にて表記し、説明を省略する。

まず、本第4実施例の制御に用いる諸量の関係を第15図に基づいて説明する。

既述した各センサにより検出される諸量は以下の各量である。すなわち、各車輪3,4,7,8に対して配設されたサスペンションの変位量 x_1, x_2, x_3, x_4 、荷重 f_1, f_2, f_3, f_4 が各々変位量変換器11,12,13,14、荷重センサ15,16,17,18により検出される。また、車両の重心 G に作用する前後方向加速度 X_{cq} 、車幅方向加速度 Y_{cq} が前後方向加速度センサ29、車幅方向加速度センサ30により検出される。さらに車両の車速 V と操舵角 θ とが車速センサ27と操舵角センサ28とにより検出される。

これらの諸量に基づき、各車輪3,4,7,8に対応して配設されたサスペンションの運動状態を車両の重心 G における3種類の運動状態に変換する。すなわち、重心 G の矢印 H で示す上下振動であるヒープ（Heave）、重心 G を通る車幅方向軸回りの矢印 P で示す前後振動であるピッチ（Pitch）、重心 G を通る前後方向軸回りの矢印 R で示す前後方向軸回りの回転であるロール（Roll）、の3種類の運動状態である。

次に、上記3種類の運動状態から、各運動状態に対応した重心 G における目標値からの偏差を算出する。すなわち、予め定められたヒープ目標車高 H_{req} からのヒープ車高偏差 H_{dv} 、ピッチ目標角度 P_{req} からのピッチ角度偏差 P_{dv} 、ロール目標角度 R_{req} からのロール角度偏差 R_{dv} の3種類である。さらに上記重心 G の3種類の偏差を各車輪3,4,7,8に対応して設けられた各サスペンションの目標変位量 $x_{d1}, x_{d2}, x_{d3}, x_{d4}$ に変換する。ECU40は、各サスペンションの変位量が上記目標変位量となるように各サーボバルブを制御するのである。なお、車両のホイールベースは L 、車両の重心 G と前輪軸との距離は X_f 、前輪トレッドは T_f 、後輪トレッドは T_r である。

ところで、旋回時の車幅方向加速度に伴い発生する左右輪間移動荷重の前後輪配分比は、ロール剛性配分 RC として次式（34）のように算出できる。

$$RC = [(\Delta f_1 - \Delta f_2) / \{ (\Delta f_1 - \Delta f_2) + (\Delta f_3 - \Delta f_4) \}] \times 100 \quad \dots (34)$$

但し、 Δf_1 …左前輪荷重変化量

Δf_2 …右前輪荷重変化量

Δf_3 …左後輪荷重変化量

Δf_4 …右後輪荷重変化量

ここで、振動の定常状態のみを考え、減衰項を無視すると、各車輪の変位 X と荷重変化量 Δf とは次式（35）のような関係がある。

21

$$X = \Delta f / k \quad \dots (35)$$

但し、 k …ばね定数

従って、左右輪間移動荷重の前後輪配分比に相当する上記ロール剛性配分 RC を決定する荷重変化量 Δf を変化させる方法は以下の2種類ある。すなわち、

(1) 変位 X を一定としてばね定数 k を変化させる。

(2) ばね定数 k を一定として変位 X を変化させる。

本第4実施例では、上記(2)の方法を採用し、各車輪の目標変位置 $xd1, xd2, xd3, xd4$ を算出し、これを実現するように各サスペンション5,6,9,10の各サーボバルブ23,24,25,26を駆動する。このようにして、旋回時における左右輪間移動荷重の前後輪配分比を所望の値に変更する制御を行なう。

次に、上記ECU40の実行するサスペンション制御処理を第16図の、ロール剛性配分修正係数算出処理を第17図の各フローチャートに基づいて説明する。

第16図に示すサスペンション制御処理は、ECU40起動後、所定時間毎に繰り返して実行される。まずステップ400では、RAM40cのクリアおよびその予め定められた基準値であるヒープ目標車高 $Hreq$ 、ピッチ目標角度 $Preq$ 、ロール目標角度 $Rreq$ の設定、さらにロール剛性配分修正係数 $wcomp$ を初期値0とする初期化処理が行なわれる。続くステップ410では、既述した各センサの検出信号をA/D変換した値を読み込む処理が行なわれる。すなわち、変位置 $x1, x2, x3, x4$ 、車幅方法加速度 Ycq 、車速 V の各値が読み込まれる。

次にステップ420に進み、既述したように、今回検出された各サスペンションの変位置 $x1, x2, x3, x4$ に基づいて、重心におけるヒープ車高 H 、ピッチ角度 P 、ロール角度 R を次式(36)～(38)のように算出する処理が行なわれる。

$$H = x1 + x2 + x3 + x4 \quad \dots (36)$$

$$P = \{ (x1 + x2) - (x3 + x4) \} \times AP1 \quad \dots (37)$$

$$R = (x1 - x2) \times AR1 + (x3 - x4) \times AR2 \quad \dots (38)$$

但し、 $AP1 = 1/L$

$$AR1 = (Xf/L) \times (1/Tr)$$

$$AR2 = \{ (L - Xf) / L \} \times (1/Tr)$$

続くステップ430では、上記ステップ400で設定されたヒープ目標車高 $Hreq$ 、ピッチ目標角度 $Preq$ 、ロール目標角度 $Rreq$ と上記ステップ420で算出したヒープ車高 H 、ピッチ角度 P 、ロール角度 R とからヒープ車高偏差 Hdv 、ピッチ角度偏差 Pdv 、ロール角度偏差 Rdv を次式(39)～(41)のように算出する必要が行なわれる。

$$Hdv = Hreq - H \quad \dots (39)$$

$$Pdv = Preq - P \quad \dots (40)$$

$$Rdv = Rreq - R \quad \dots (41)$$

次にステップ440に進み、上記ステップ430で算出した重心位置における各偏差 Hdv, Pdv, Rdv から各車輪3,4,7,8に対応して配設されたサスペンション5,6,9,10の各目標

22

変位置 $xd1, xd2, xd3, xd4$ を次式(42)～(45)に示すように算出する処理が行なわれる。

$$xd1 = (1/4) \times \{ (Hdv + AP8 \times Pdv) + (AR8 \times Rdv + Wcomp \times Ycq) \} \quad \dots (42)$$

$$xd2 = (1/4) \times \{ (Hdv + AP8 \times Pdv) - (AR8 \times Rdv + Wcomp \times Ycq) \} \quad \dots (43)$$

$$xd3 = (1/4) \times \{ (Hdv - AP8 \times Pdv) + (AR8 \times Rdv - Wcomp \times Ycq) \} \quad \dots (44)$$

$$xd4 = (1/4) \times \{ (Hdv - AP8 \times Pdv) - (AR8 \times Rdv - Wcomp \times Ycq) \} \quad \dots (45)$$

但し、 $AP8 = L = (1/AP1)$

$$AP8 = (L \times Tf) / Xf = (1/AR1)$$

なお、ロール剛性配分修正係数 $wcomp$ は、上記ステップ400で初期値0に設定され、以後は、後述するロール剛性配分修正係数算出処理により算出される値である。また、 Ycq は車幅方向加速度である。

続くステップ450では、上記ステップ440で算出した各目標変位置 $xd1, xd2, xd3, xd4$ に応じた駆動信号を各サスペンション5,6,9,10の各サーボバルブ23,24,25,26に出力した後、上記ステップ410に戻る。以後、本サスペンション制御処理は、上記ステップ410～450を繰り返して実行する。

次にロール剛性配分修正係数算出処理を第17図のフローチャートに基づいて説明する。本ロール剛性配分修正係数算出処理は、所定時間毎に割り込んで実行される。まずステップ500では車速 V が0かを判定し、肯定判断されるとステップ510に、一方、否定判断されるとステップ505に各々進む。停車状態にないと判定されたときに実行されるステップ505では、タイマ t を値0にリセットした後、一旦本ロール剛性配分修正係数算出処理を終了する。

一方、上記ステップ500で停車状態にあると判定されたときに実行されるステップ510では、タイマ t の値に値1を加算する計時処理が行なわれる。続くステップ515では、タイマ t の計時値が設定時間 $treq$ 以上であるか否かを判定し、肯定判断されるとステップ525に、一方、否定判断されるとステップ520に各々進む。停車してからいまだ設定時間 $treq$ 経過していないときに実行されるステップ520では、カウンタ n を値0にリセットした後、上記ステップ500に戻る。

一方、上記ステップ515で一旦停車してから設定時間 $treq$ 以上継続して停車していると判定されたときに実行されるステップ525では、荷重センサ15,16,17,18の検出信号をA/D変換した値である荷重 $f1, f2, f3, f4$ を読み込む処理が行なわれる。次にステップ530に進み、カウンタ n が値0にリセットされているか否かを判定し、肯定判断されるとステップ535に、一方、否定判断されるとステップ550に各々進む。カウンタ n が値0にリセットされているときに実行されるステップ535では、各車輪3,4,7,8の荷重積算値 $\Sigma F1, \Sigma F2, \Sigma F3, \Sigma F4$ の初期値を、上

記ステップ525で読み込んだ荷重 f_1, f_2, f_3, f_4 に設定する処理が行なわれる。続くステップ540では、カウンタ n の値に値1だけ加算する処理が行なわれる。次にステップ545に進み、カウンタ n の値が規定数 N に達したか否かを判定し、肯定判断されるとステップ555に進み、一方、否定判断されると上記ステップ525に戻る。カウンタ n の値がまだ規定数 N に満たない場合には、上記ステップ525, 530を経てステップ550に進む。ステップ550では、上記ステップ525で読み込んだ荷重 f_1, f_2, f_3, f_4 を荷重積算値 $\Sigma F_1, \Sigma F_2, \Sigma F_3, \Sigma F_4$ に次式(46)～(49)のように加算する処理が行なわれる。

$$\Sigma F_1 = \Sigma F_1 + f_1 \quad \dots (46)$$

$$\Sigma F_2 = \Sigma F_2 + f_2 \quad \dots (47)$$

$$\Sigma F_3 = \Sigma F_3 + f_3 \quad \dots (48)$$

$$\Sigma F_4 = \Sigma F_4 + f_4 \quad \dots (49)$$

その後、ステップ540を経てステップ545に至る。このような荷重の積算の繰り返しによりカウンタ n の値が規定数 N に達したときに実行されるステップ555では、各車輪3, 4, 7, 8の荷重平均値 FF_1, FF_2, FF_3, FF_4 を次式(50)～(53)のように算出する処理が行なわれる。

$$FF_1 = \Sigma F_1 / N \quad \dots (50)$$

$$FF_2 = \Sigma F_2 / N \quad \dots (51)$$

$$FF_3 = \Sigma F_3 / N \quad \dots (52)$$

$$FF_4 = \Sigma F_4 / N \quad \dots (53)$$

続くステップ560では、上記ステップ555で算出した荷重平均値 FF_1, FF_2, FF_3, FF_4 から前輪軸の車軸荷重分担比 Fr を次式(54)のように算出する処理が行なわれる。

$$Fr = (FF_1 + FF_2) / (FF_1 + FF_2 + FF_3 + FF_4) \quad \dots (54)$$

次にステップ565に進み、上記ステップ560で算出した前輪軸の車軸荷重分担比 Fr からロール剛性配分修正係数 W_{comp} を次式(55)のように算出した後、一旦本ロール剛性配分修正係数算出処理を終了する。

$$W_{come} = Fr \times K \quad \dots (55)$$

但し、 K は車両諸元に基づいて定まる係数

以後、本ロール剛性配分修正係数算出処理は、所定時間毎に割り込んで、上記ステップ500～565を繰り返して実行する。

以上説明したように、本第4実施例は、車両の重心における3種類の運転状態であるヒープ、ピッチ、ロールの目標値からの偏差 Hdv, Pdv, Rdv を算出し、該算出値を各サスペンション5, 6, 9, 10の目標変位量 xd_1, xd_2, xd_3, xd_4 に変換し、該目標変位量に応じて各サスペンション5, 6, 9, 10を制御するに際し、停車時の前輪軸の車軸荷重分担比 Fr からロール剛性配分修正係数 W_{comp} を算出し、該ロール剛性配分修正係数 W_{comp} と車幅方向加速度 Ycq との積を使用して、上記目標変位量 xd_1, xd_2, xd_3, xd_4 の算出時に補正するよう構成されている。このため、車両の旋回時には、その車幅方向加速度に比例した、車体をねじ

乗車時のように前輪軸の車軸荷重分担比が大きい状態で旋回し始めたときは左右輪間移動荷重の後輪配分比を大きくして操舵特性のアンダステア側への移行の抑制により車両の機動性を高め、一方、定数乗車時あるいは貨物等の積載時のように、後輪軸の車軸荷重分担比が大きい状態で旋回し始めたときは左右輪間移動荷重の前輪配分比を大きくして操舵特性のオーバステア側への移行の抑制により車両の安定した旋回を保障する。このように、旋回状態に移行する前の積載荷重が変化しても操舵特性を所望の特性に維持することができ、車両の操縦性および安定性が共に向上する。

また、上述のように旋回状態に移行する前の積載荷重の変動に起因する操縦特性の変化を抑制するよう制御されるので、各種荷重条件における操縦特性について個々に検討する必要がなくなり、サスペンション特性の選択範囲が広がることにより、サスペンション設計時の自由度が増加する。

さらに、前輪軸の車軸荷重分担比 Fr の算出に際し、各車輪の荷重 f_1, f_2, f_3, f_4 を規定数 N 回に亘って積算し、その荷重平均値 FF_1, FF_2, FF_3, FF_4 に基づいて上記前輪軸の車軸荷重分担比 Fr を算出するよう構成されている。このため、例えばエンジン回転の振動等に起因する荷重計測時の外乱の除去が可能となり、誤差の少ない荷重平均値 FF_1, FF_2, FF_3, FF_4 に基づいた正確な前輪軸の車軸荷重分担比 Fr を算出することが可能となり、該算出値の信頼性も向上する。

また、車速が一旦零になった後、設定時間 t_{req} 以上継続して停車状態にあることを確認してから荷重の積算を開始するよう構成されている。このため、例えば制動直後等において慣性により前輪軸側の荷重が増大しているような状態における荷重の積算を防止し、標準状態にある車両の各車輪の荷重を正確に検出できる。

なお、本第4実施例のロール剛性配分修正係数算出処理は、車両が設定時間 t_{req} 以上継続して停車しているときにのみ、荷重を積算して前輪軸の車軸荷重分担比 Fr を算出するよう構成した。しかし例えば、車両が平坦路を定速走行している場合等の定常走行状態にあるときに上記のような荷重の積算および前輪軸の車軸荷重分担比 Fr の算出を行ない、ロール剛性配分修正係数 W_{comp} を求めよう構成することもできる。

次に、本発明第5実施例を図面に基づいて詳細に説明する。本第5実施例の特徴は、車両の旋回走行中の制動力作用時にも充分な安定性を維持する制御を行なうよう構成したことである。すなわち、旋回状態の検出に際して、車両の前後方向加速度も併せて検出し、該前後方向加速度に応じ、左右輪間移動荷重の前後輪配分比を制御するのである。なお、システム構成は既述した第1実施例と、制御に用いる諸量は既述した第4実施例と同様のため、同一部分は同一符号にて表記し、説明を省略する。

本第5実施例の特徴をなすサスペンション制御処理を第18図のフローチャートに基づいて説明する。本サスペンション制御処理は、ECU40起動後、所定時間毎に繰り返して実行される。まずステップ600では、車両諸元を読み込む処理が行なわれる。すなわち、車両のホイールベースL、車両の重心Gと前輪軸とのXf、前輪トレッドTf、後輪トレッドTrがROM40bから読み込まれる。続くステップ610では、予め定められたヒープ目標車高Hreq、ピッチ目標角度Preq、ロール目標角度Rreqを読み込む処理が行なわれる。次にステップ620に進み、既述した各センサの検出信号をA/D変換した値を読み込む処理が行なわれる。すなわち、変位置量X1,X2,X3,X4、前後方向加速度Xcq、車幅方向加速度Ycqの各値が読み込まれる。続くステップ630では、既述したように、今回検出された各サスペンションの変位置量X1,X2,X3,X4に基づいて、重心におけるヒープ車高H、ピッチ角度P、ロール角度Rを次式(56)～(58)のように算出する処理が行なわれる。

$$H = X1 + X2 + X3 + X4 \quad \dots (56)$$

$$P = \{ (X1 + X2) - (X3 - X4) \} \times AP1 \quad \dots (57)$$

$$R = (X1 - X2) \times AP1 + (X3 - X4) \times AR2 \quad \dots (58)$$

但し、 $AP1 = 1/L$

$$AP1 = (Xf/L) \times (1/Tf)$$

$$AP2 = \{ (L - Xf) / L \} \times (1/Tr)$$

次にステップ640に進み、上記ステップ610で読み込んだヒープ目標車高Hreq、ピッチ目標角度Preq、ロール目標角度Rreqと上記ステップ630で算出したヒープ車高H、ピッチ角度P、ロール角度Rとからヒープ車高偏差Hdv、ピッチ角度偏差Pdv、ロール角度偏差Rdvを次式(59)～(61)のように算出する処理が行なわれる。

$$Hdv = Hreq - H \quad \dots (59)$$

$$Pdv = Preq - P \quad \dots (60)$$

$$Rdv = Rreq - R \quad \dots (61)$$

続くステップ650では、上記ステップ640で算出した重心位置における各偏差Hdv,Pdv,Rdvから各車輪3,4,7,8に対応して配設されたサスペンション5,6,9,10の各目標変位置量xd1,xd2,xd3,xd4を次式(62)～(65)に示すように算出する処理が行なわれる。

$$xd1 = (1/4) \times \{ (Hdv + AP8 \times Pdv) + (AP8 \times Rdv + KK \times Xcq \times Ycq) \} \quad \dots (62)$$

$$xd2 = (1/4) \times \{ (Hdv + AP8 \times Pdv) - (AP8 \times Rdv + KK \times Xcq \times Ycq) \} \quad \dots (63)$$

$$xd3 = (1/4) \times \{ (Hdv - AP8 \times Pdv) + (AP8 \times Rdv - KK \times Xcq \times Ycq) \} \quad \dots (64)$$

$$xd4 = (1/4) \times \{ (Hdv - AP8 \times Pdv) - (AP8 \times Rdv - KK \times Xcq \times Ycq) \} \quad \dots (65)$$

但し、 $AP8 = L = (1/AP1)$

$$AR8 = (L \times Tf) / Xf = (1/AP1)$$

KK…車両諸元に基づいて定まる定数

なお、前後方向加速度Xcqは減速時を正、車幅方向加速度Ycqは右旋回時を正とする。

次にステップ660に進み、上記ステップ650で算出した各目標変位置量xd1,xd2,xd3,xd4に応じた駆動信号を各サスペンション5,6,9,10の各サーボバルブ23,24,25,26に出力した後、上記ステップ620に戻る。以後、本サスペンション制御処理は、上記ステップ620～660を繰り返して実行する。

次に、上記制御の様子の一例を第19図のタイミングチャートに従って説明する。時刻T21において、車両1は右旋回を開始し、車幅方向加速度Ycqが生じる(右旋回を正とする)。すると、内輪となる右前輪および右後輪から外輪となる左前輪および左後輪に荷重が移動する。したがって、同図に示すように、左前輪サスペンション荷重f1および左後輪サスペンション荷重f3が増加し、一方、右前輪サスペンション荷重f2および右後輪サスペンション荷重f4が減少する。やがて、時刻T22において、車両1に制動力が作用し、前後方向加速度Xcqを生じる(減速時を正とする。)このため、前輪側の荷重が増加し、一方、後輪側の荷重は減少する。この場合、前後方向加速度Xcqの影響を考慮して制御しないと、同図に破線で示すように、内後輪となる右後輪サスペンション荷重f4が著しく減少し、該右後輪はロック状態に移行し易くなる。しかし、本第5実施例では、前後方向加速度Xcq(減速時)が生じると、左右(内外)輪間移動荷重の前輪配分比を増加するように制御する。すなわち、上記式(62)～(65)に示すように、 $KK \times Xcq \times Ycq$ の項を加算または減算することにより、右前輪から左前輪への移動荷重を増加させ、一方、右後輪から左後輪への移動荷重を減少させるのである。したがって、各サスペンション荷重f1～f4は同図に実線で示すように制御され、内後輪となる右後輪サスペンション荷重f4の減少が抑制され、ロック状態への移行を防止できる。なお、左旋回の場合は同様に内後輪となる左後輪サスペンション荷重f3の減少を抑制する制御が行なわれる。

以上説明したように本第5実施例は、車両の重心における3種類の運動状態であるヒープ、ピッチ、ロールの目標値からの偏差Hdv,Pdv,Rdvを算出し、該算出値を各サスペンション5,6,9,10の目標変位置量xd1,xd2,xd3,xd4に変換し、該目標変位置量に応じて各サスペンション5,6,9,10を制御するに際し、前後方向加速度Xcqを使用し、旋回時における上記目標変位置量xd1,xd2,xd3,xd4を算出するよう構成されている。このため、車両の旋回走行中に制動力が作用すると、左右(内外)輪間移動荷重の前輪配分比を増加させるので、内後輪の荷重の減少を抑制することにより該内後輪のロック状態への移行を防止し、旋回制動時における車両の安定性を確保できる。

また、前後方向加速度 X_{cq} および車幅方向加速度 Y_{cq} を生じたときに限り左右輪間移動荷重の前後輪配分比を制御するので、通常走行時における制動性能の低下や定速旋回走行中における車両の機動性の低下といった問題を生じることなく、車両の安定性を向上できる。

さらに、例えば前輪駆動車においては、旋回走行中の加速時には、左右（内外）輪間移動荷重の後輪配分比が増加するため、左右前輪の荷重差は少なくなるので、旋回走行中の内前輪の加速スリップを防止でき、充分な加速性能を発揮できる。

なお、例えば、後輪駆動車においては、既述した式(62)～(65)の前後方向加速度 X_{cq} として、その絶対値を使用するよう構成すると、旋回走行中の加速時も減速時と同様に左右（内外）輪間移動荷重の前輪配分比が増加するため、左右後輪の荷重差は減少するので、旋回走行中の内後輪の加速スリップを防止でき、安定した旋回加速走行を実現できる。

以上本発明のいくつかの実施例について説明したが、本発明はこのような実施例に何等限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において種々なる態様で実施し得ることは勿論である。

発明の効果

以上詳記したように本発明のアクティブサスペンション制御装置によれば、車両に与えられた旋回条件から算出される目標旋回状態と実旋回状態との偏差に応じて車両の左右輪間移動荷重の前後輪配分比を制御するので、旋回時の操舵操作などに応答性よくしかも適切に反応して、旋回中の車両の姿勢安定性の向上等に寄与することができる。

【図面の簡単な説明】

第1図は本発明の内容を概念的に例示した基本的構成図、第2図はコーナリングパワーと荷重との関係を示すグラフ、第3図は本発明第1実施例のシステム構成図、第4図は同じくそのサスペンションの構造を示す説明

図、第5図は同じくその電子制御装置の構造を説明するブロック図、第6図は同じくその車体の運動状態を示す説明図、第7図(A)、(B)は同じくその制御を示すフローチャート、第8図は同じくそのタイミングチャート、第9図(A)、(B)は本発明第2実施例の制御を示すフローチャート、第10図は同じくそのタイミングチャート、第11図(A)、(B)は本発明第3実施例の制御を示すフローチャート、第12図は同じくその目標ヨーレイトと車速との関係を示すグラフ、第13図は本発明第3実施例の変形例の制御を示すフローチャート、第14図は同じくその車速と操舵角と目標ヨーレイトとの関係を示すグラフ、第15図は本発明第4実施例の車体の運動状態を示す説明図、第16図および第17図は同じくその制御を示すフローチャート、第18図は本発明第5実施例の制御を示すフローチャート、第19図は同じくそのタイミングチャートである。

M1…アクチュエータ

M2…旋回条件検出手段

M3…目標旋回状態算出手段

20 M4…実旋回状態検出手段

M5…制御手段

1…車両

2…車体

3,4,7,8…車輪

5,6,9,10…サスペンション

15,16,17,18…荷重センサ

27…車速センサ

28…操舵角センサ

29…前後方向加速度センサ

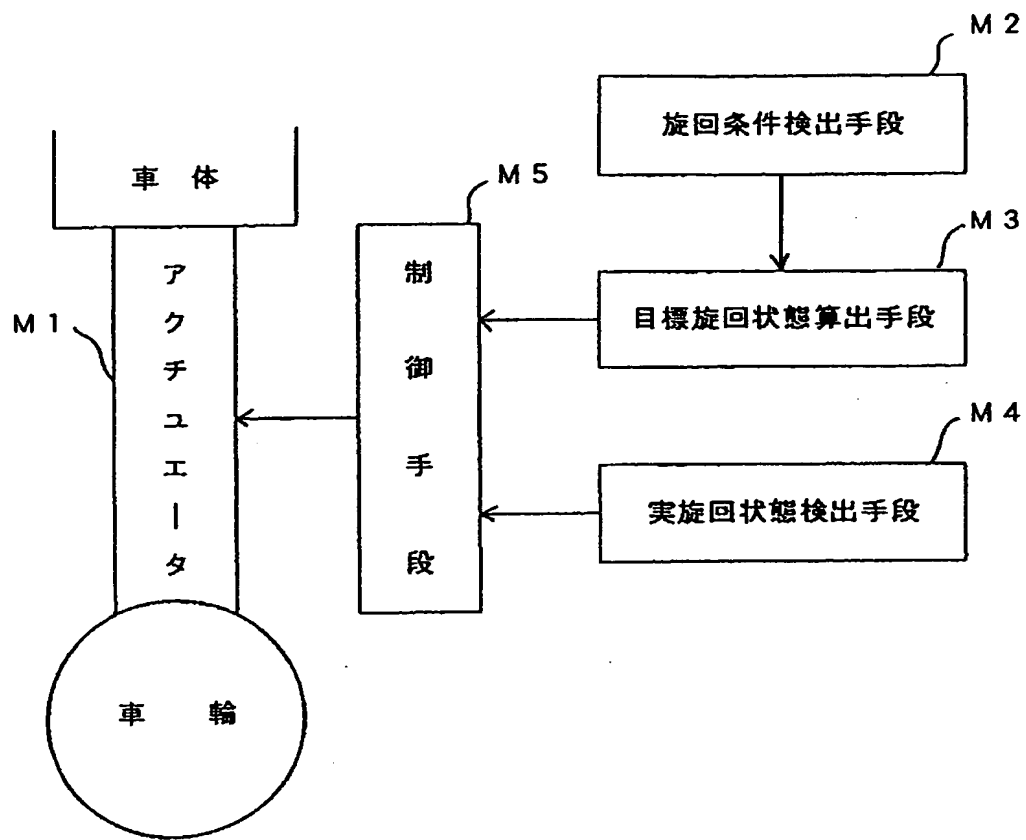
30 M4…実旋回状態検出手段

31…ヨーレイトセンサ

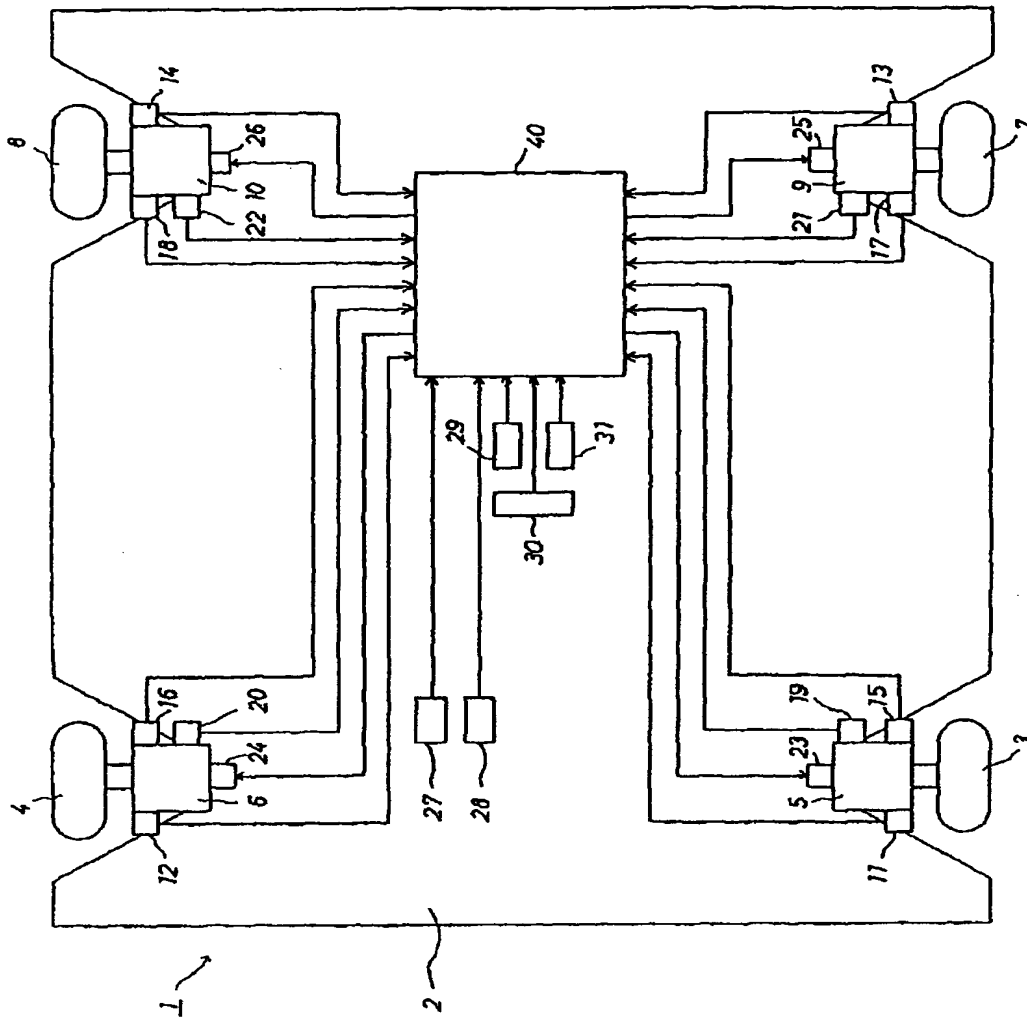
40…電子制御装置(ECU)

40a…CPU

【第1図】

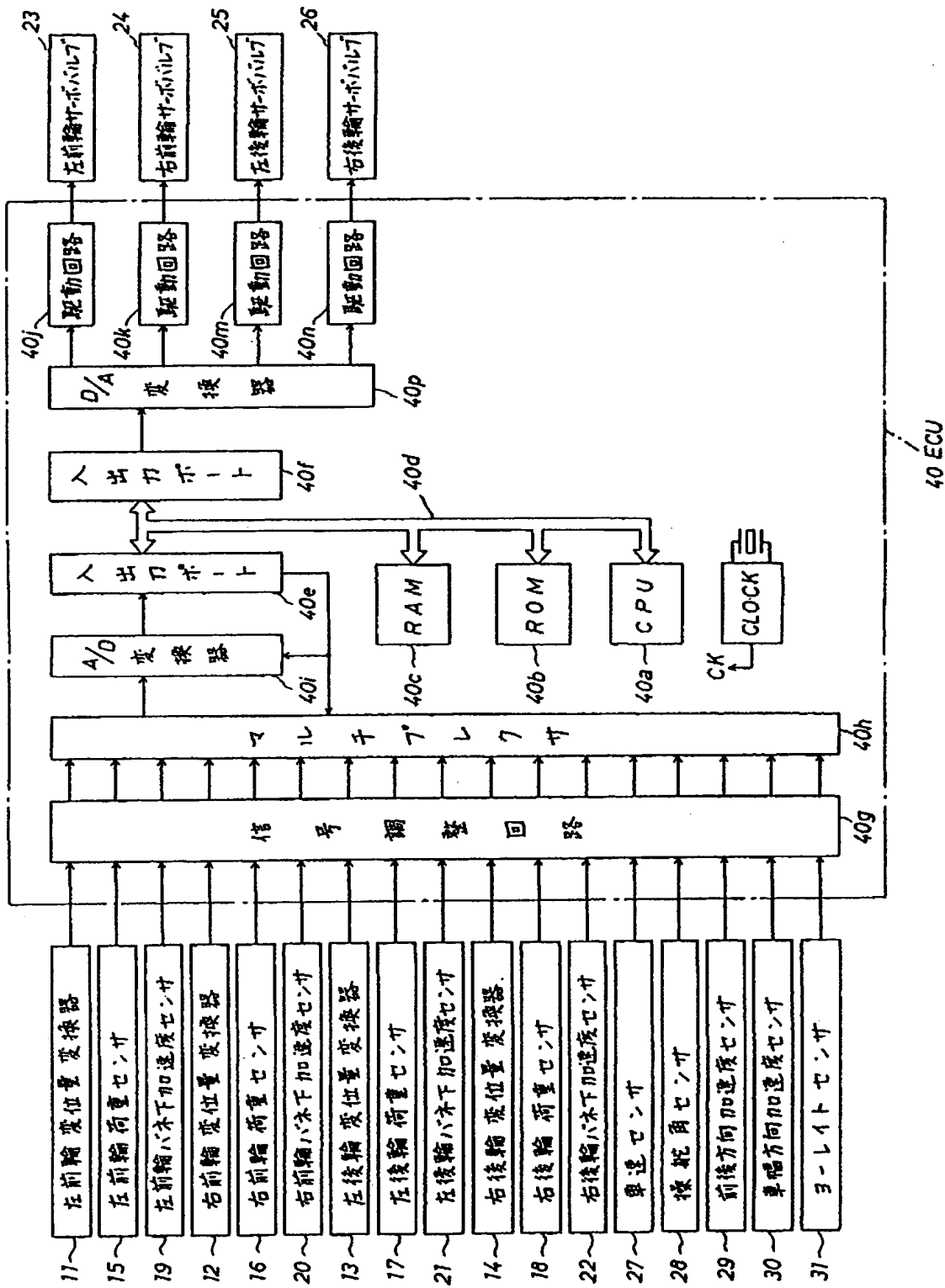


【第3図】

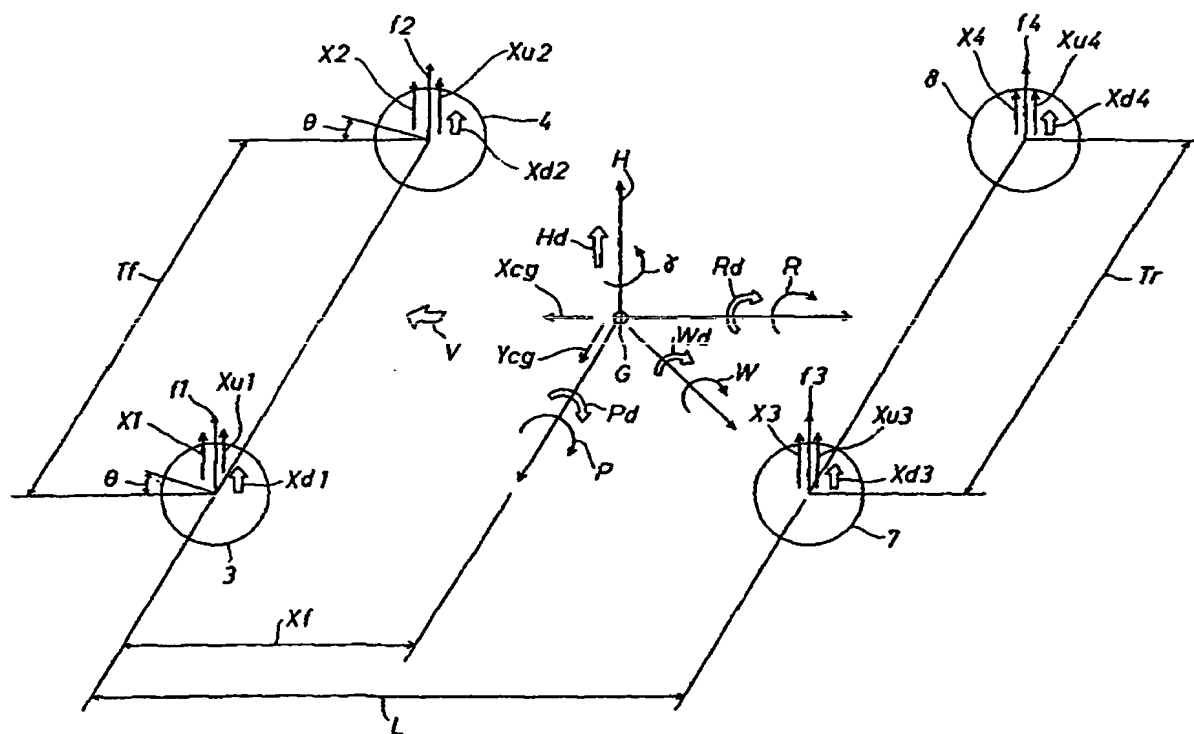


- 1 ... 車両
- 2 ... 車体
- 3, 4, 7, 8 ... 車輪
- 5, 6, 9, 10 ... サスペンション
- 15, 16, 17, 18 ... 荷重センサ
- 27 ... 車速センサ
- 28 ... 操舵角センサ
- 29 ... 前後方向加速度センサ
- 30 ... 車幅方向加速度センサ
- 31 ... ヨーレイトセンサ
- 40 ... 電子制御装置 (ECU)

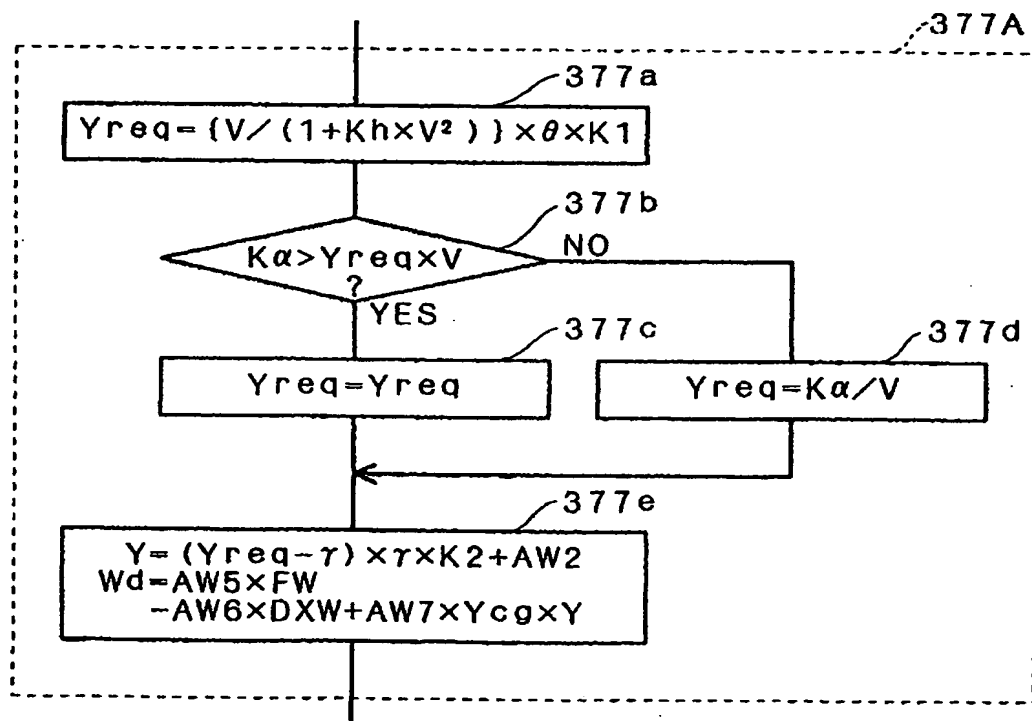
【第5図】



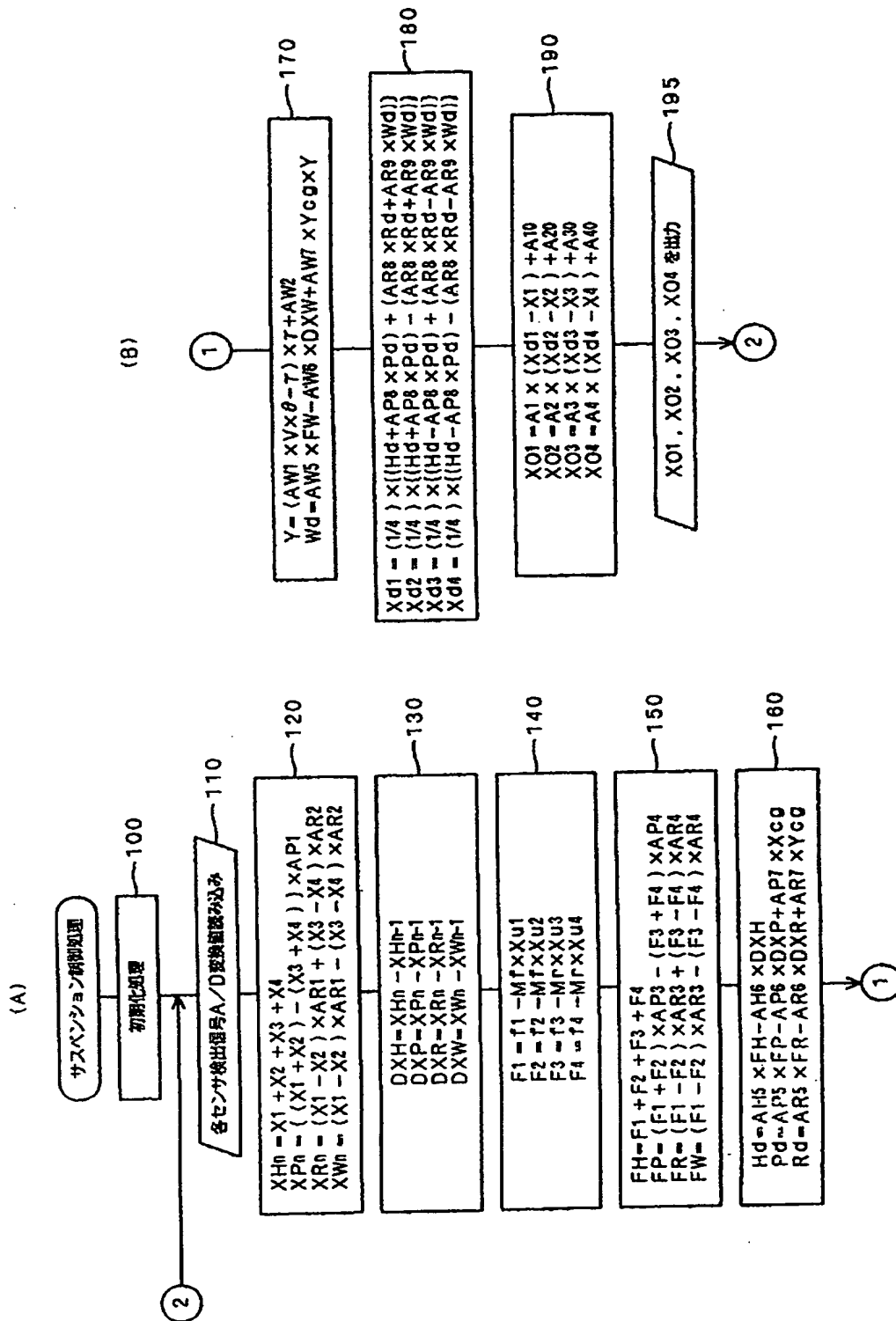
【第6図】



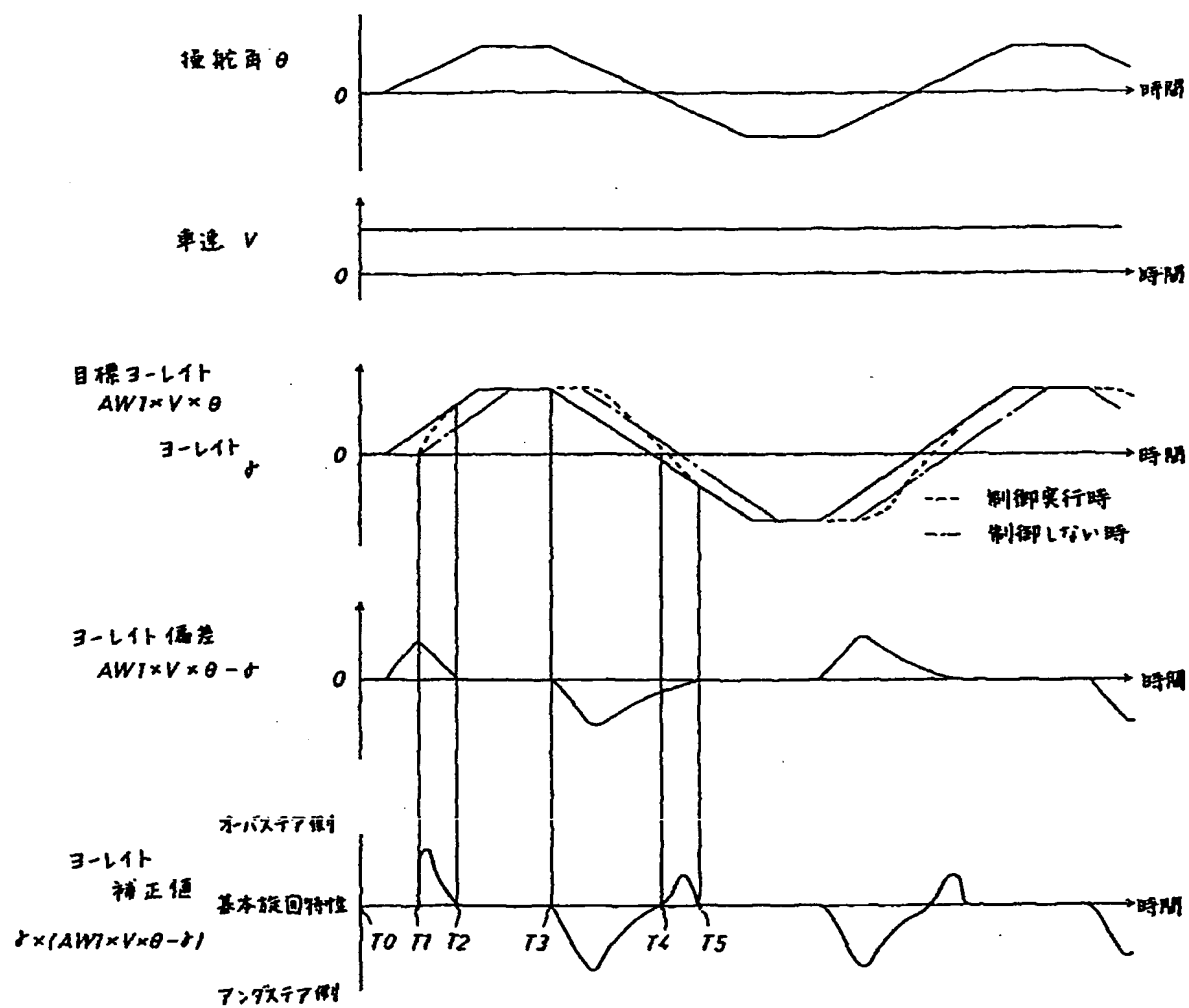
【第13図】



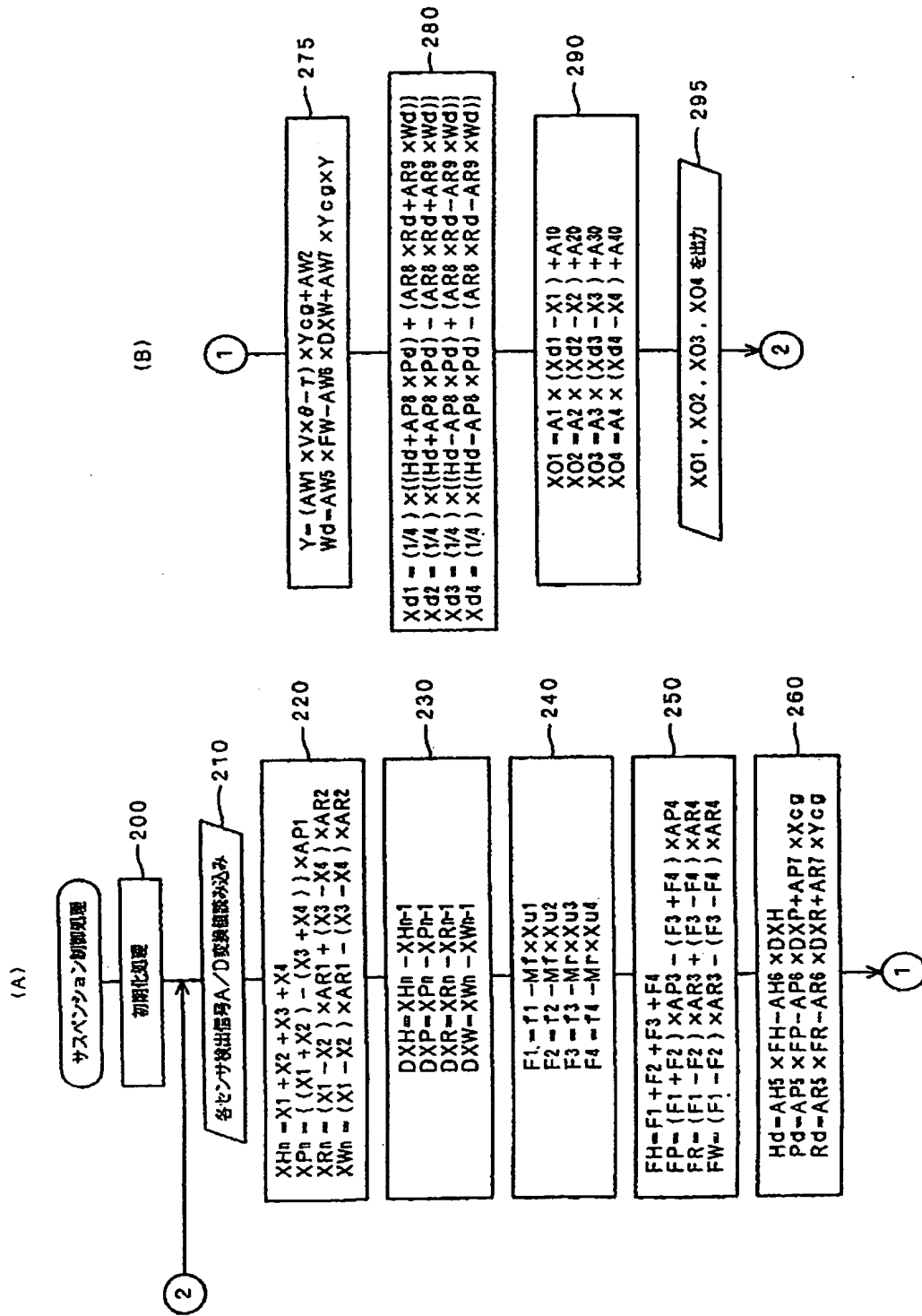
【第7図】



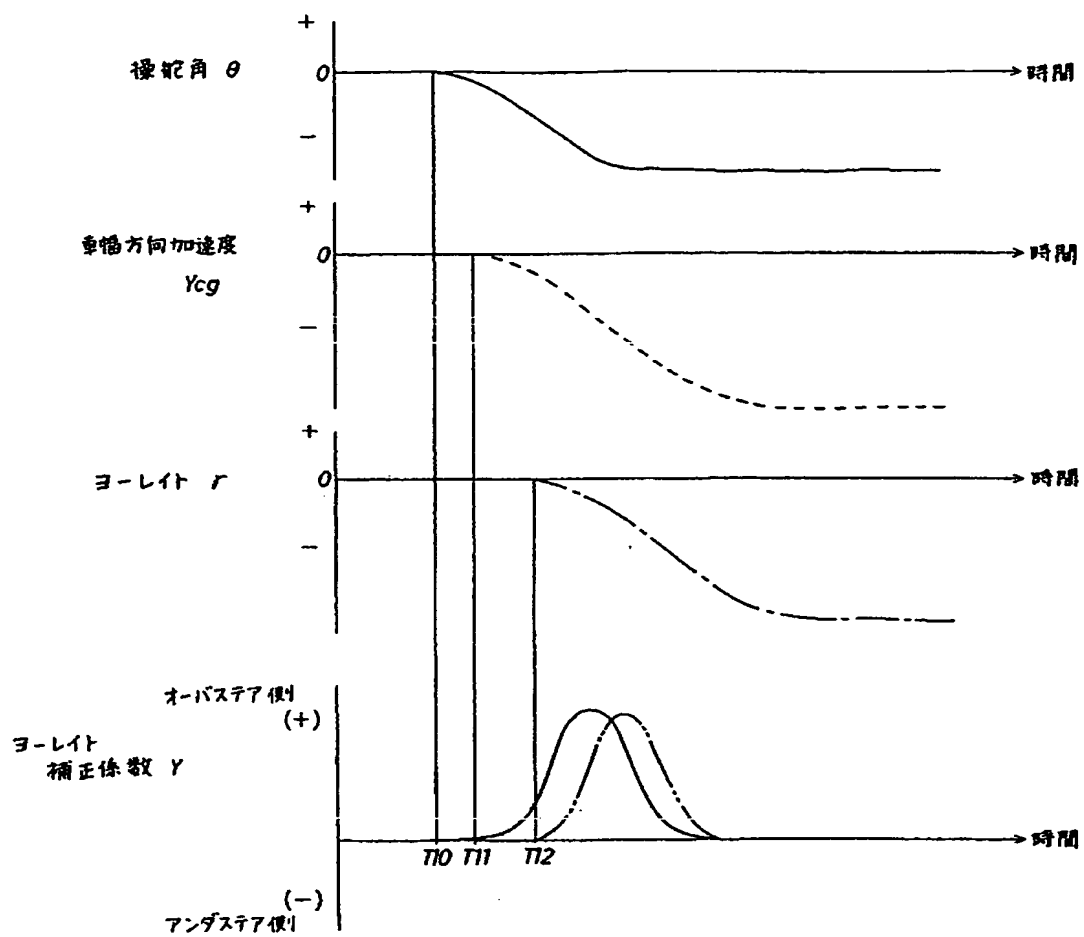
【第8図】



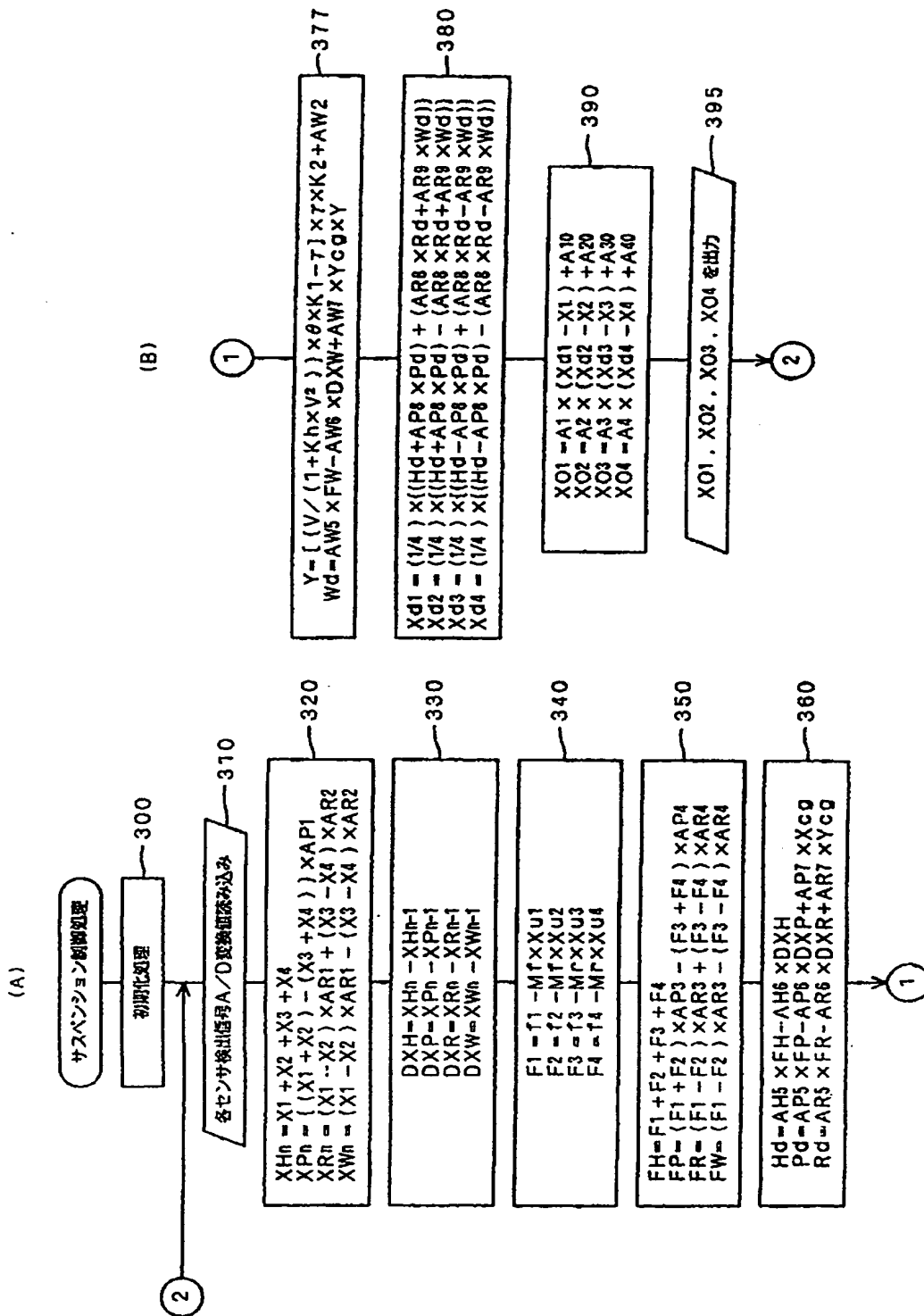
【第9図】



【第10図】



【第11図】

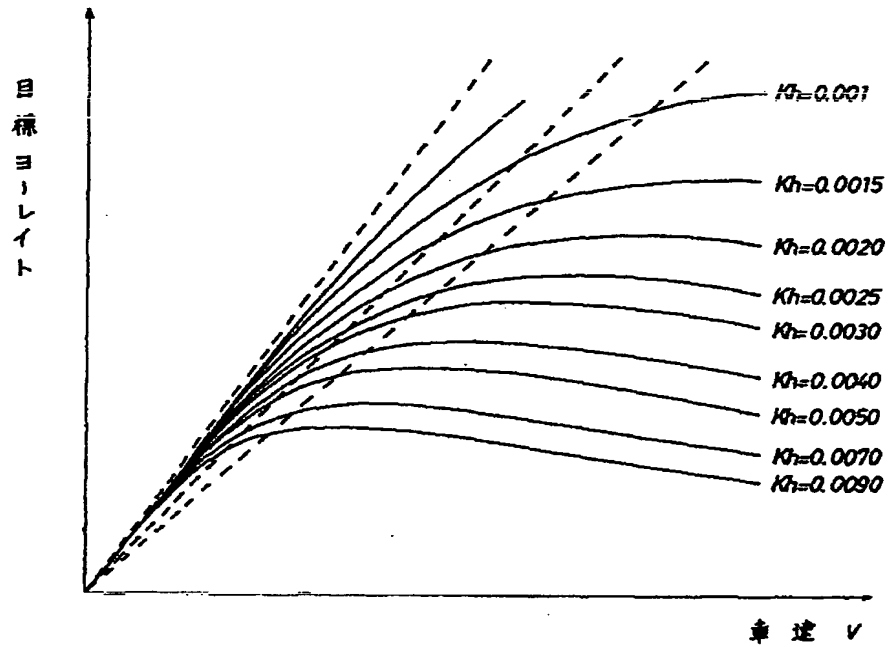


【第12図】

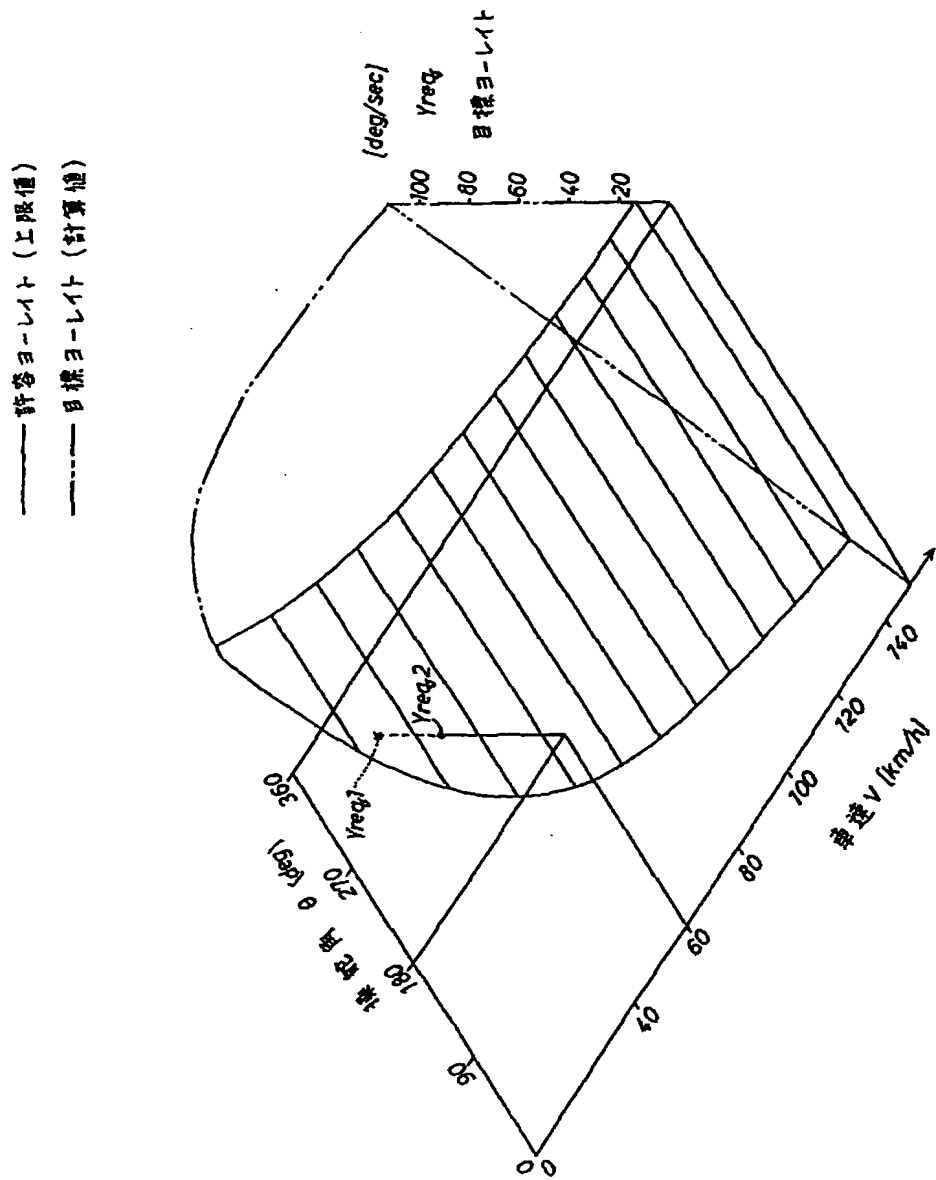
目標ヨ-レイト

$$\text{—— } V/(1+K_h \times V^2)$$

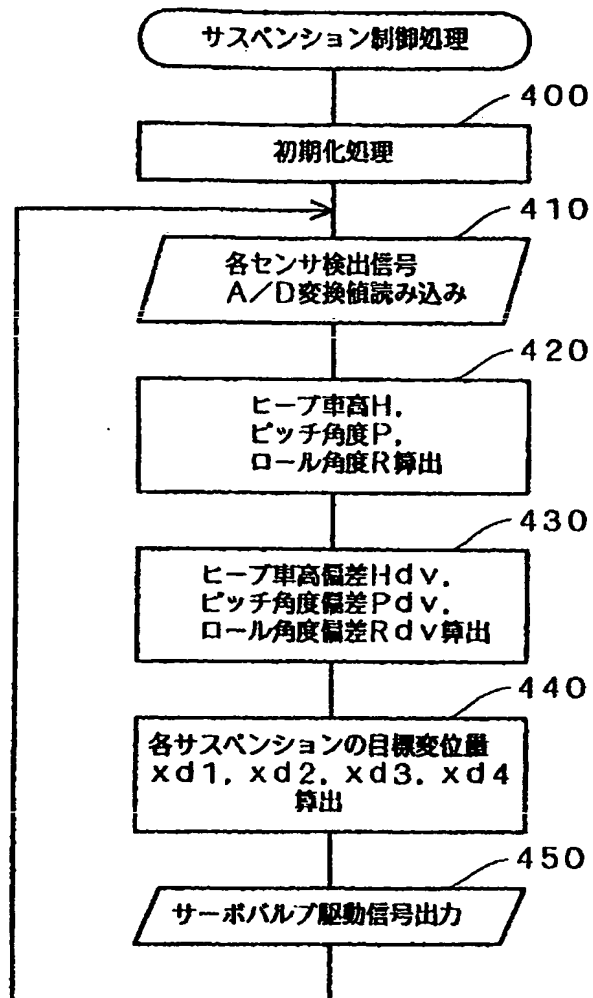
$$\text{----- } AWI = V \times \theta$$



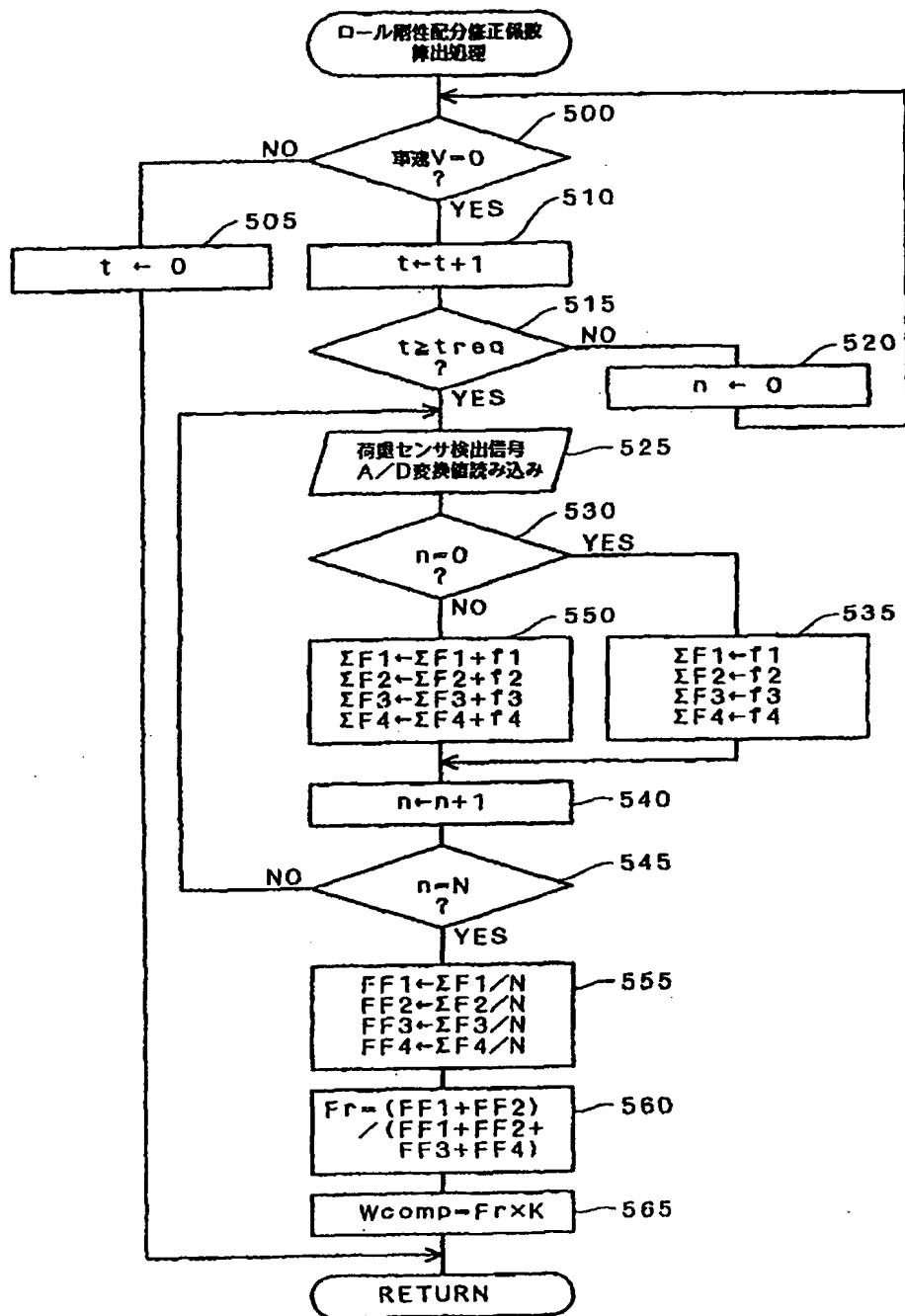
【第14図】



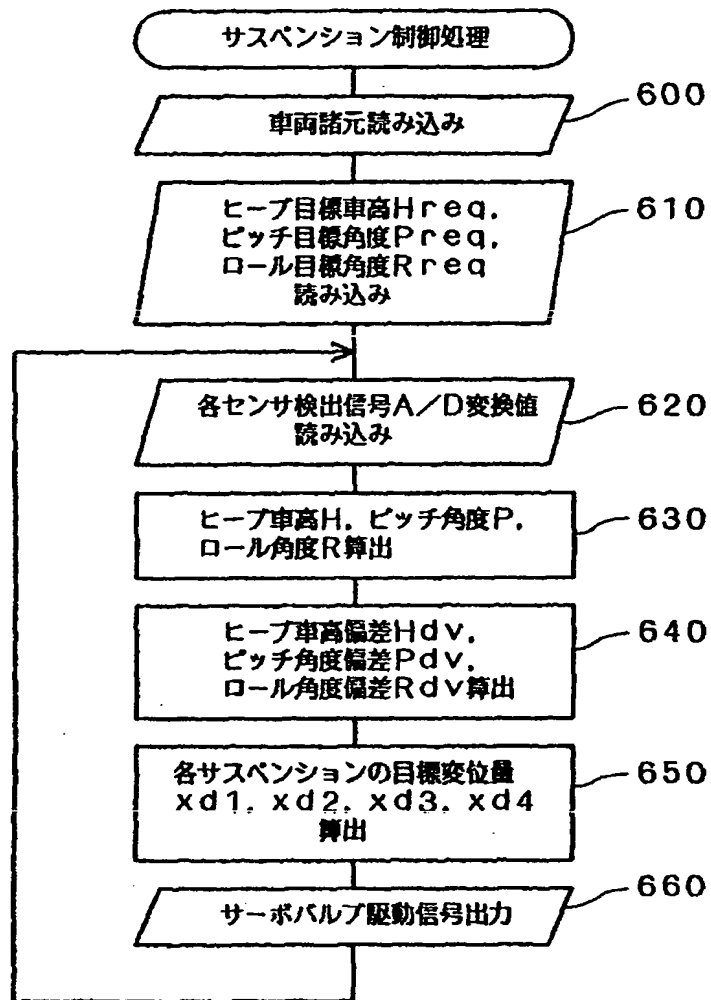
【第16図】



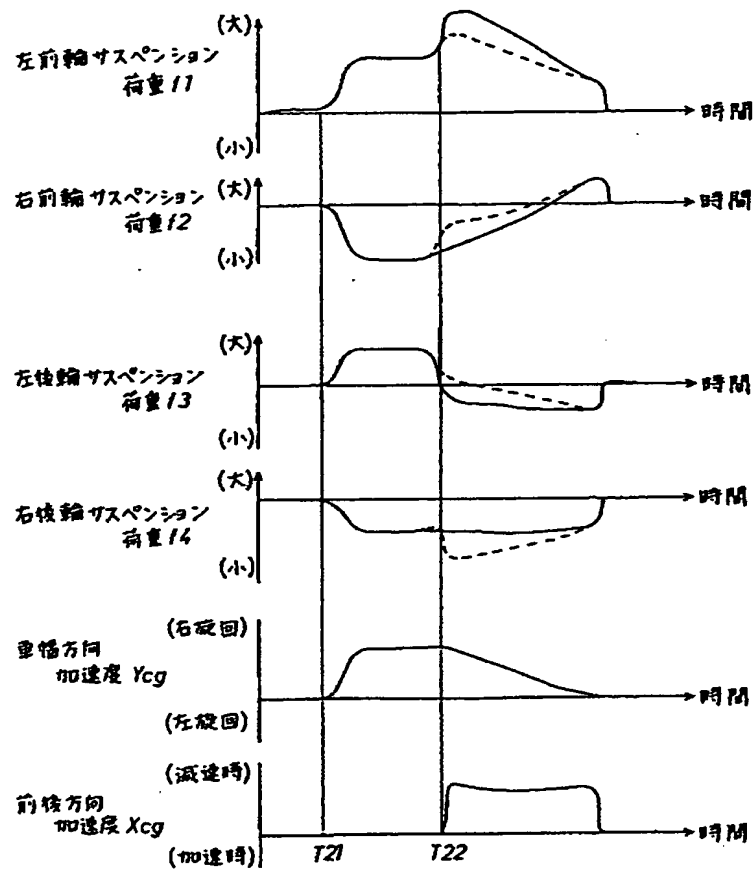
【第17図】



【第18図】



【第19図】



フロントページの続き

(72)発明者 平野 豊
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動
車株式会社内

(72)発明者 村上 善作
愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動
車株式会社内

(56)参考文献 特開 昭60-213514 (J P, A)
特開 昭60-64014 (J P, A)
特開 昭62-198511 (J P, A)